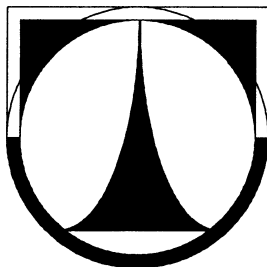


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**INTELIGENTNÍ VOLANTOVÁ JEDNOTKA  
INTELLIGENT STEERING WHEEL UNIT**

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

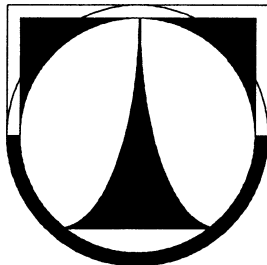
Petr Novák

Květen 2008

**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Katedra vozidel a motorů



Obor 2301R022

Stroje a zařízení

Zaměření

Dopravní stroje a zařízení

**INTELIGENTNÍ VOLANTOVÁ JEDNOTKA**

**INTELLIGENT STEERING WHEEL UNIT**

Bakalářská práce

KVM – BP – 137

Petr Novák

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Novák, Ph. D.**

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Robert Voženílek**

Počet stran: 47

Počet obrázků: 21

Počet příloh: 1 – compact disk (CD)

Počet výkresů : 10

Květen 2008

**Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)**

## **Inteligentní volantová jednotka**

### **Anotace**

Tato práce se zabývá popisem současného stavu řízení vozidel. V dalších bodech je rozveden teoretický a konstrukční návrh inteligentní volantové jednotky v systému steer-by-wire, návrh systému vyhodnocování údajů z volantové jednotky a systém zpětné vazby.

Klíčová slova: volant, inteligentní volantová jednotka, steer-by-wire systém

## **Intelligent steering wheel unit**

### **Annotation**

This bachelor thesis describes present state of steering of vehicles. Next articles specify theoretical and constructional concept of intelligent steering wheel unit in steer-by-wire system, concept of system for scoring of data from steering wheel unit and feedback system.

Key words: steering wheel, intelligent steering wheel unit, steer-by-wire system

Desetinné třídění:

Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno: 2008

Archivní označení zprávy:

Počet stran: 47

Počet obrázků: 21

Počet příloh: 1 – compact disk (cd)

Počet výkresů: 10

## Prohlášení k využívání výsledků bakalářské práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

V Liberci dne 20. 5. 2008

Petr Novák  
podpis

## **Poděkování**

V úvodu chci poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Janu Novákovi, Ph. D. a mému konzultantovi Ing. Robertu Voženílkovi. Dále chci poděkovat Ing. Josefu Černohorskému, Ph. D. z fakulty mechatroniky TUL a Ing. Václavu Brožovi z firmy Uzimex Praha, a. s. za poskytnuté informace v oblasti elektroniky.

Můj další dík patří Františku Šefčíkovi, Evě Tyralíkové, Marku Vyšínovi, Jindřichu Tyralíkovi, Bc. Josefu Barešovi za kritiky a cenné rady.

V poslední řadě bych rád poděkoval Ing. Vítu Šikýřovi za podporu. Všem vám děkuji!

## Seznam symbolů a jednotek

|                          |  |                         |
|--------------------------|--|-------------------------|
| <i>EC</i>                | elektronicky komutovaný stejnosměrný motor           |                         |
| <i>DEC, DES</i>          | řídící jednotky EC motorů zajišťují řízení rychlosti |                         |
| <i>EPOS</i>              | řídící jednotka polohy                               |                         |
| <i>ESP</i>               | elektronický program stability                       |                         |
| <i>CAN bus</i>           | sériová sběrnice používaná v automobilech            |                         |
| <i>l</i>                 | rozvor náprav  | [m]                     |
| <i>R</i>                 | teoretický poloměr zatáčení                          | [m]                     |
| <i>t<sub>0</sub></i>     | vzdálenost os rejdových čepů                         | [m]                     |
| <i>β<sub>1</sub></i>     | úhel natočení vnějšího kola                          | [°]                     |
| <i>β<sub>2</sub></i>     | úhel natočení vnitřního kola                         | [°]                     |
| <i>γ</i>                 | úhel odklonu kola                                    | [°]                     |
| <i>σ</i>                 | příklon rejdové osy                                  | [°]                     |
| <i>r<sub>0</sub></i>     | poloměr rejdu  | [m]                     |
| <i>τ</i>                 | záklon rejdové osy                                   | [°]                     |
| <i>n<sub>k</sub></i>     | zavlek   | [°]                     |
| <i>δ<sub>0</sub></i>     | úhel sbíhavosti                                      | [°]                     |
| <i>U<sub>M</sub></i>     | napájecí napětí motoru                               | [V]                     |
| <i>I<sub>M</sub></i>     | napájecí proud motoru                                | [A]                     |
| <i>I<sub>Mmax</sub></i>  | maximální napájecí proud motoru                      | [A]                     |
| <i>M<sub>kM</sub></i>    | krouticí moment motoru                               | [Nm]                    |
| <i>M<sub>kMmax</sub></i> | maximální krouticí moment motoru                     | [Nm]                    |
| <i>M<sub>kV</sub></i>    | krouticí moment na volantu                           | [Nm]                    |
| <i>M<sub>kVmax</sub></i> | maximální krouticí moment na volantu                 | [Nm]                    |
| <i>M<sub>kpr</sub></i>   | krouticí moment na výstupní hřídeli převodovky       | [Nm]                    |
| <i>n<sub>V</sub></i>     | otáčky volantu                                       | [min <sup>-1</sup> ]    |
| <i>n<sub>Vmax</sub></i>  | maximální otáčky volantu                             | [min <sup>-1</sup> ]    |
| <i>n<sub>pr</sub></i>    | otáčky výstupní hřídele převodovky                   | [min <sup>-1</sup> ]    |
| <i>k<sub>zkrut</sub></i> | zkrutná tuhost pružiny                               | [Nm·rad <sup>-1</sup> ] |
| <i>i<sub>teor</sub></i>  | teoretický převodový poměr                           | [-]                     |
| <i>i<sub>skut</sub></i>  | skutečný převodový poměr                             | [-]                     |
| <i>i<sub>pr</sub></i>    | převodový poměr převodovky                           | [-]                     |
| <i>i<sub>f</sub></i>     | převodový poměr řemenového převodu                   | [-]                     |

|             |   |      |
|-------------|---|------|
| $\eta_{př}$ | účinnost planetové převodovky                 | [-]  |
| $P_{teor}$  | teoretický přenesený výkon řemenovým převodem | [W]  |
| $P_{př}$    | výkon elektromotoru za převodovkou            | [W]  |
| $P_{tab}$   | tabulkový výkon řemenu                        | [W]  |
| $p$         | rozteč řemenu                                 | [mm] |
| $l_{ř}$     | délky řemenu                                  | [mm] |
| $š_{ř}$     | šířky řemenu                                  | [mm] |
| $T, B$      | rozměry ozubení                               | [mm] |
| $k_{š}$     | koeficientem šířky řemenu                     | [-]  |
| $a$         | osová vzdálenost řemenic                      | [mm] |
| $a_{před}$  | předběžná osová vzdálenost řemenic            | [mm] |
| $d_{př}$    | průměr výstupní hřídele převodovky            | [mm] |
| $d_V$       | průměr volantové hřídele pod řemenicí         | [mm] |
| $Z_{př}$    | počet zubů řemenice na hřídeli převodovky     | [-]  |
| $Z_V$       | počet zubů řemenice na volantové hřídeli      | [-]  |



## Obsah

|       |  |           |
|-------|--|-----------|
| 1     | ÚVOD .....   | 9         |
| 2     | SOUČASNÝ STAV ŘÍZENÍ VOZIDEL .....                       | 10        |
| 2.1   | Vysvětlení pojmu „řízení vozidla“ .....                  | 10        |
| 2.2   | § 32 vyhl. č. 102/1995 Sb. ....                          | 10        |
| 2.3   | Základní rozdělení řízení .....                          | 11        |
| 2.4   | Hlavní části řízení .....                                | 13        |
| 2.5   | Mechanismus řízení .....                                 | 14        |
| 2.6   | Geometrie řízení .....                                   | 16        |
| 2.7   | Aktivní mechanismus řízení .....                         | 17        |
| 3     | KONSTRUKČNÍ NÁVRH INTELIGENTNÍ VOLATNOVÉ JEDNOTKY .....  | 20        |
| 3.1   | Stanovení okrajových podmínek .....                      | 20        |
| 3.2   | Varianty řešení volantové jednotky .....                 | 21        |
| 3.3   | Vypracování varianty 3 .....                             | 24        |
| 3.3.1 | Motor .....  | 24        |
| 3.3.2 | Převodovka .....   | 25        |
| 3.3.3 | Návrh řemenového převodu .....                           | 26        |
| 3.3.4 | Návrh řídicí jednotky motoru: .....                      | 31        |
| 3.3.5 | Senzor pro určení nulové polohy .....                    | 33        |
| 3.3.6 | Obrázky a schémata inteligentní volantové jednotky ..... | 34        |
| 3.3.7 | Konstrukce volantové jednotky .....                      | 36        |
| 4     | PRINCIP ŘÍZENÍ INTELIGENTNÍ VOLANTOVÉ JEDNOTKY .....     | 38        |
| 5     | ROZBOR SYSTÉMU STEER-BY-WIRE .....                       | 42        |
| 6     | ZÁVĚR .....  | 45        |
|       | <b>Seznam použité literatury .....</b>                   | <b>47</b> |

# 1 ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá otázkou možnosti nahradit současný systém řízení vozidel (přenos informace z řízení vozidla k nápravě mechanickou cestou) inteligentní volantovou jednotkou v systému steer-by-wire. Cílem je vytvořit konstrukční návrh této jednotky a posoudit její vliv na řízení vozidla. Pro vytvoření tohoto návrhu bylo potřeba provést řadu výpočtů (uvedených v této práci), tak aby navržená sestava odpovídala jak požadavkům zadání, tak normativním a dalším požadavkům uvedených v odborné literatuře. Při konstrukci byl brán ohled především na funkčnost celého zařízení s vazbou na ostatní součásti vozidla (napájení jednotky, výstupní datový tok, rozměry, apod.).

Nedílnou součástí této práce je taktéž návrh systému vyhodnocování údajů z výše uvedené jednotky a samozřejmě vytvoření zpětné vazby na volant. Tato zpětná vazba je jednou z nejdůležitějších částí konstrukční práce, jelikož bez této vazby by řidič ztratil informace o řízení vozidla – např. o natočení kol, adhezi mezi koly a vozovkou apod.

Tato bakalářská práce je součástí mezioborového projektu vytvoření celého systému řízení vozidla – od volantové jednotky po nápravu, jež realizuje ve svých laboratořích katedra Vozidel a motorů.

Otázka systému steer-by-wire je v současnosti v praktickém použití nemyslitelná, a to s ohledem na § 32 vyhl. č. 102/1995 Sb. jež toto výslovně zakazuje. Ovšem budoucnost tohoto zařízení je s ohledem na jeho možnosti a výhody oproti stávajícímu řešení řízení vozidel dle mého názoru reálná. Zatím nezodpovězenou otázkou zůstává zabezpečení elektronických systémů jednotky steer-by-wire, jež si zaslouží další výzkum. Tato práce si tak klade za cíl připravit podklady pro další možný výzkum a vytvořit provozuschopnou volantovou jednotku s využitím systému steer-by-wire.

## **2 SOUČASNÝ STAV ŘÍZENÍ VOZIDEL**

### **2.1 Vysvětlení pojmu „řízení vozidla“**

K popsání současného stavu řízení vozidel je potřeba nejprve exaktně vysvětlit, co vlastně pojem řízení znamená. Z laického pohledu by se dalo říci, že řízení vozidla je přenos informace o změně směru jízdy mechanickou cestou od řidiče na nápravu vozu. Z odborné definice pak plyne, že „řízení vozidla“ slouží k udržování nebo ke změně směru jízdy a je tedy z hlediska bezpečnosti silničního provozu vozidel spolu s brzdící soustavou jednou z nejdůležitějších částí vozidla. Z tohoto důvodu musí splňovat zákonné požadavky podle § 32 vyhl. č. 102/1995 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích (viz. citace uvedená v kap. 2.2).

### **2.2 § 32 vyhl. č. 102/1995 Sb.**

Ke způsobilosti provozu vozidla na pozemních komunikacích musí řízení podle zákona splňovat tyto požadavky:

- a) snadná, rychlá a bezpečná ovladatelnost. Mechanismus řiditelné nápravy a geometrie řízení musí být konstruovány a provedeny tak, aby nevznikly kmity a rázy v řízení;
- b) řízená kola se po projetí zatáčky musí samovolně vracet do přímého směru, nebo aby k vrácení kol do přímého směru byla potřebná podstatně menší síla než pro pohyb do zatáčky;
- c) řídící ústrojí nesmí mít větší vůle. U vozidel s nejvyšší rychlostí přes 100 km/h je přípustná vůle na volantu 18°, u vozidel s max. rychlostí 25 až 100 km/h do 27° a u vozidel s konstrukční rychlostí nepřesahující 25 km/h může vůle činit 36°;
- d) pokud není řízení vybaveno posilovacím zařízením, pak počet otáček volantu nesmí být větší než 5 z polohy odpovídající vychýlení vnitřního kola o 35° zprava do stejné polohy vlevo, nebo z jedné krajní polohy do druhé, pokud

není docíleno úhlu vychýlení řízeného kola  $35^\circ$ . Krajiní vychýlení kol musí být omezeno dorazy;

- e) motorová vozidla u nichž hmotnost připadající na řízenou nápravu (resp. nápravy) činí nejméně 3,5 t, musí být řízení vybaveno posilovacím zařízením. Při selhání tohoto zařízení musí být možno řídit vozidlo (soupravu) svalovou silou řidiče; tato síla nesmí přesáhnout 600 N;
- f) při zatáčení z přímé jízdy do oblouku o poloměru 12 m rychlostí 10 km/h nesmí ruční síla na volantu překročit 250 N.

Dále ze zákonného předpisu vyplývá, že při zavádění systému steer-by-wire do vozidel a jejich používáním v silničním provozu, bude muset dojít k novelizaci zákona, či k napsání zákona nového. Nyní je předepsáno, že mezi volantem a koly vozidla **musí** být mechanická vazba, což systém steer-by-wire nesplňuje.

## **2.3 Základní rozdělení řízení**

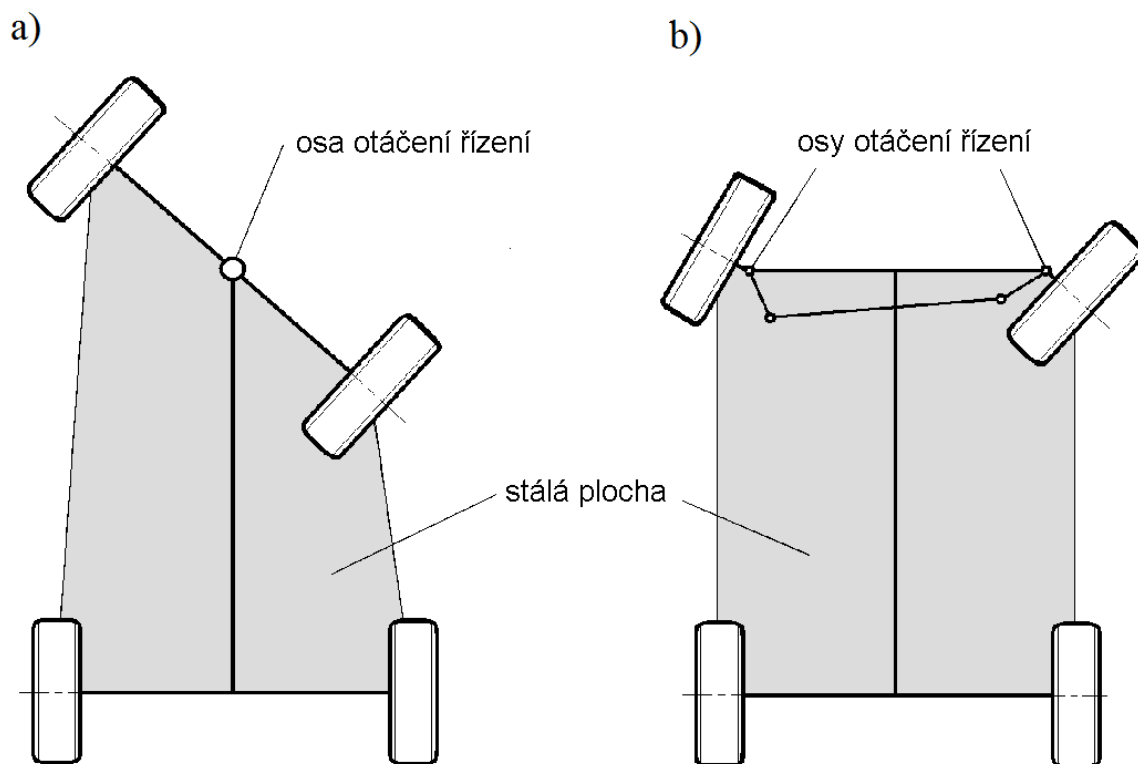
Princip řízení vozu z hlediska konstrukčního závisí na typu a způsobu využití vozidla. Pro uvedení do problematiky „konstrukce řízení“ stručně v následujících kapitolách představím možné způsoby rozdělení a řešení těchto mechanismů.

Podle konstrukčního řešení tedy můžeme řízení vozidel rozdělit na:

- a) řízení celou nápravou
- b) řízení jednotlivými koly,

Oba systémy se diametrálně liší jak konstrukcí (viz. obr. 1), tak vlastnostmi a využitím v praxi.

Řízení celou nápravou se v současné době běžně používá jen u nákladních přívěsů. Motorová vozidla jsou obvykle řízena natáčením předních kol kolem rejdového čepu („osy řízení“), u vícenápravových nákladních automobilů se dvěma předními nápravami se pak natáčejí kola obou náprav. Řízení zadních kol se používá u některých pojízdných pracovních strojů, dlouhých návěsů a např. autobusů. V posledních letech se u některých osobních automobilů začíná využívat řízení všemi koly.



Obr. 1 Řízení: a) řízení celou nápravou, b) řízení jednotlivými koly | Příručka pro automechanika, (2)

Řízení vozidel je možno rozdělit i podle dalších kritérií, např.:

**a) podle způsobu ovládní řízení:**

- přímé, kde ovládací silou je síla řidiče, působící na volant,
- s posilovacím zařízením, kdy pohybem volantu je ovládán posilovač, který pak řídí přední kola.

**b) podle způsobu přenosu ovládací síly od řidiče:**

- volantové (používá většina vozidel),
- řídítkové,
- pákové.

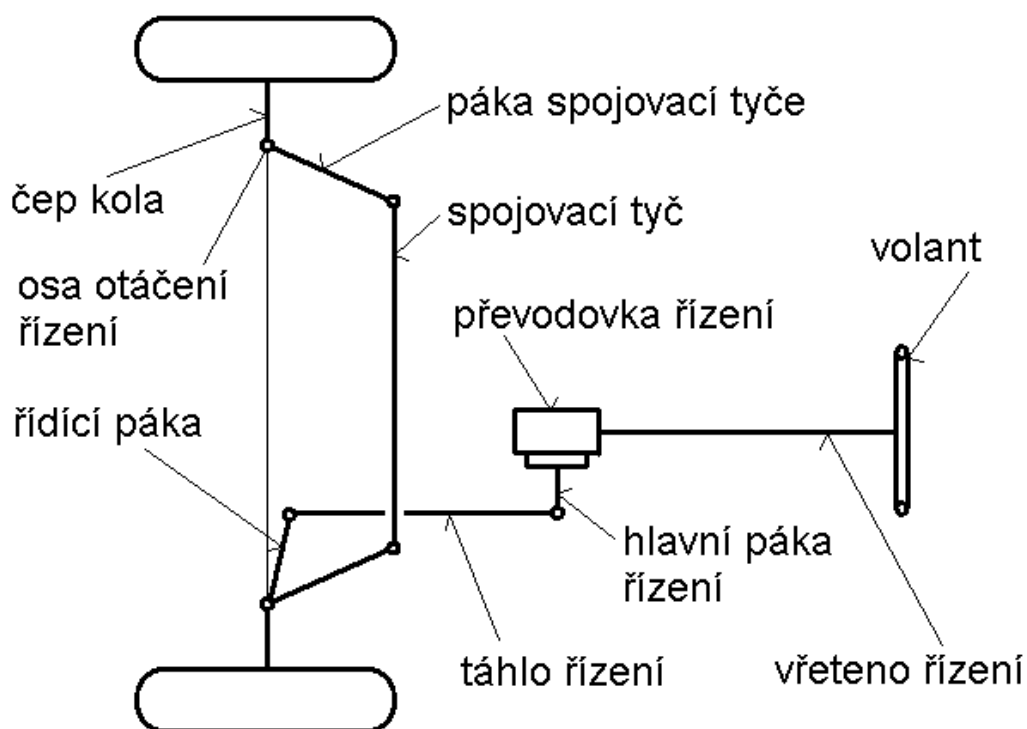
**c) podle druhu převodu řízení:**

- hřebenové (nejpoužívanější),
- maticové,
- šnekové.

## 2.4 Hlavní části řízení

Pro další výklad je nyní nutno schematicky představit hlavní části řízení u automobilu, tak jak je v současné době v praxi používáno (viz. obr. 2.). Jednotlivými součástmi řízení vozidla jsou tedy:

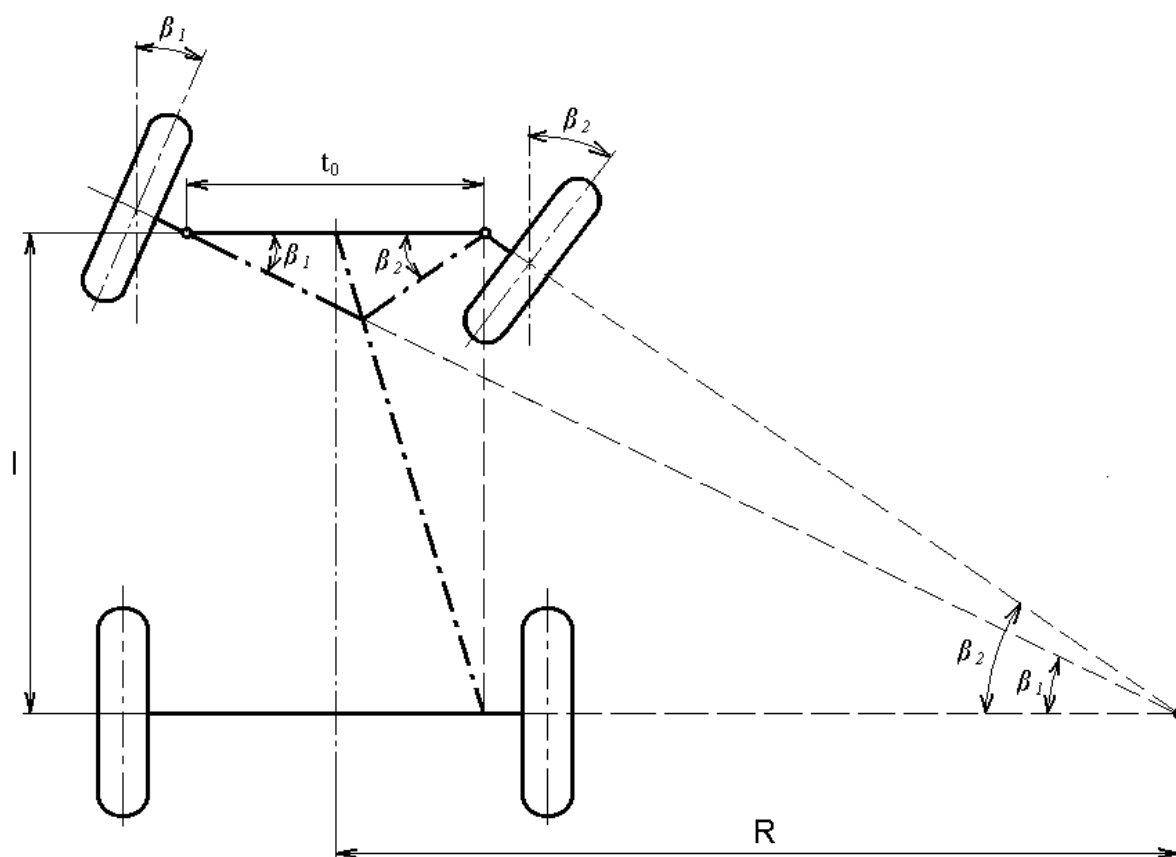
- volant -je de facto pro řidiče jediným prostředkem pro vstupy (a zpětnou vazbu) do řízení,
- vřeteno řízení
- převodovka řízení,
- hlavní páka řízení,
- táhlo řízení,
- řídící páka,
- spojovací tyč,
- páka spojovací tyče,
- rejdové čepy kola.



Obr. 2 Hlavní části řízení |Podvozky motorových vozidel (1)|

## 2.5 Mechanismus řízení

Natočení řízených kol při změně směru jízdy musí splňovat určité geometrické podmínky tak, aby se kola pouze odvalovala a nevznikalo smýkání pneumatik (opotřebení pneumatik). Za předpokladu že kola jsou bočně nepoddajná, musí střed otáčení vozidla ležet na prodloužené ose zadní nápravy (předpokládáme-li, že jsou řízena jen přední kola). Hovoříme o teoretické, tzv. Ackermannově geometrii řízení (viz. obr. 3).



Obr. 3 Ackermanova geometrie řízení [Podvozky motorových vozidel (1)]

Označíme-li rozvor náprav  $l$ , teoretický poloměr zatáčení  $R$ , vzdálenost os rejdových čepů  $t_0$ , úhel natočení vnějšího kola  $\beta_1$ , úhel natočení vnitřního kola  $\beta_2$ , pak z obr. 3 plynou následující jednoduché vztahy

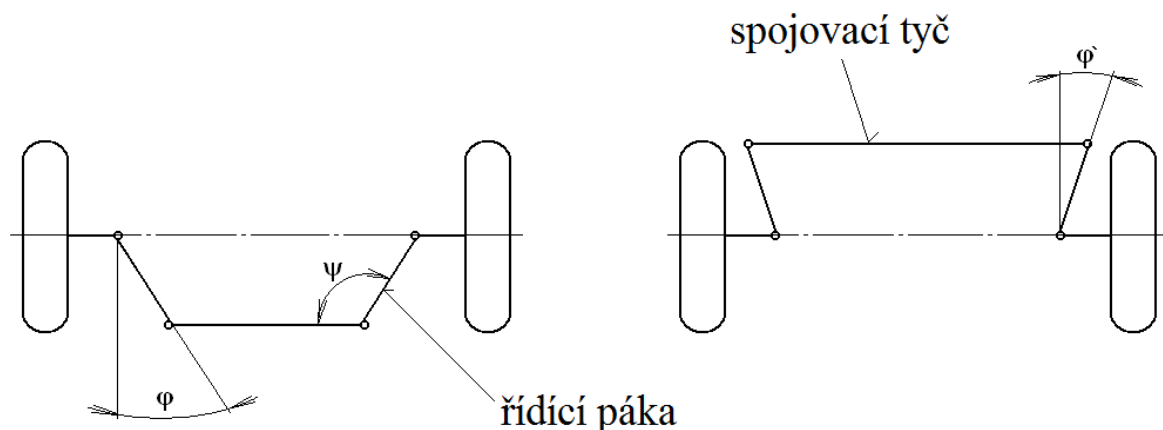
$$\cot g \beta_1 = \frac{R + \frac{t_0}{2}}{l}, \quad (2-1)$$

$$\cot g\beta_2 = \frac{R - \frac{t_0}{2}}{l}, \quad (2-2)$$

neboli

$$\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2 = \frac{t_0}{l}. \quad (2-3)$$

Pro splnění teoretické podmínky (2-3) se používá tzv. lichoběžník řízení, kde jak je patrné na obr. 4 - řídicí páky spolu se spojovací tyčí mají tvar lichoběžníku. Zjednodušeně můžeme říci, že k lichoběžník řízení slouží k dosažení rozdílného úhlu natočení vnitřního a vnějšího kola při změně směru jízdy, přičemž jen díky tomuto dojde k rovnoměrnému odvalování kol. Zabráníme tak smýkání jednoho z kol, ke kterému by došlo při porušení vztahu (2-3)



Obr. 4 Lichoběžník řízení tuhé nápravy |Podvozky motorových vozidel (1)|

Úhel  $\varphi$  (resp.  $\varphi'$ ) se určuje zpravidla graficky. Tupý úhel  $\psi$ , který svírá řídicí páka pravého kola a spojovací tyče, nesmí přesáhnout při maximálním natočení levého kola hodnotu  $160^\circ$ , jinak se mohou páky vzpříčit a kola nelze natočit zpět.

Po shrnutí výše uvedeného textu můžeme stručně definovat funkce mechanismu řízení:

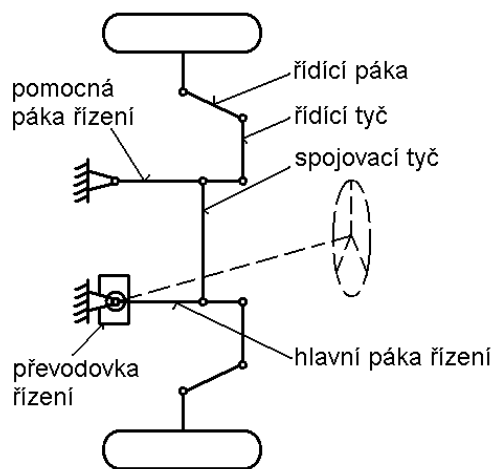
- přenos řídicího pohybu z převodovky řízení na řízená kola,
- zajištění rozdílné natáčení vnitřního a vnějšího kola při zatáčení,
- udržování předních kol ve vzájemně nastavené poloze.



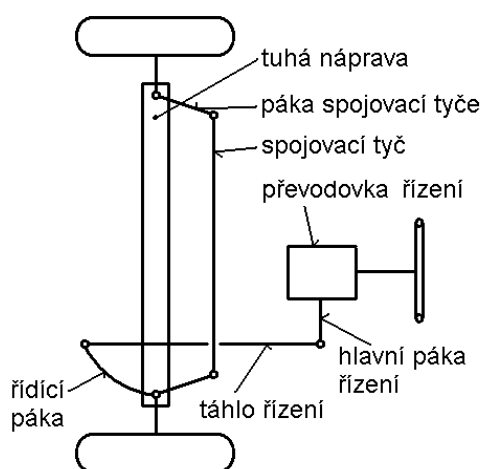
Mechanismus řízení může samozřejmě variovat v mnoha konstrukčních provedeních (při splnění podmínek Ackermannovy geometrie řízení), přičemž jeho uspořádání závisí především na druhu zavěšení (závislé, nezávislé) a použité převodovce řízení.

Na obr. 5 uvádím pro ilustraci uspořádání mechanismu řízení (počet tyčí, táhel a pák) jak pro tuhou nápravu, tak i pro nezávislé zavěšení kol. Z tohoto obrázku je patrné, že u nezávislého zavěšení kol musí být použito více tyčí a pák.

a) nezávislé zavěšení



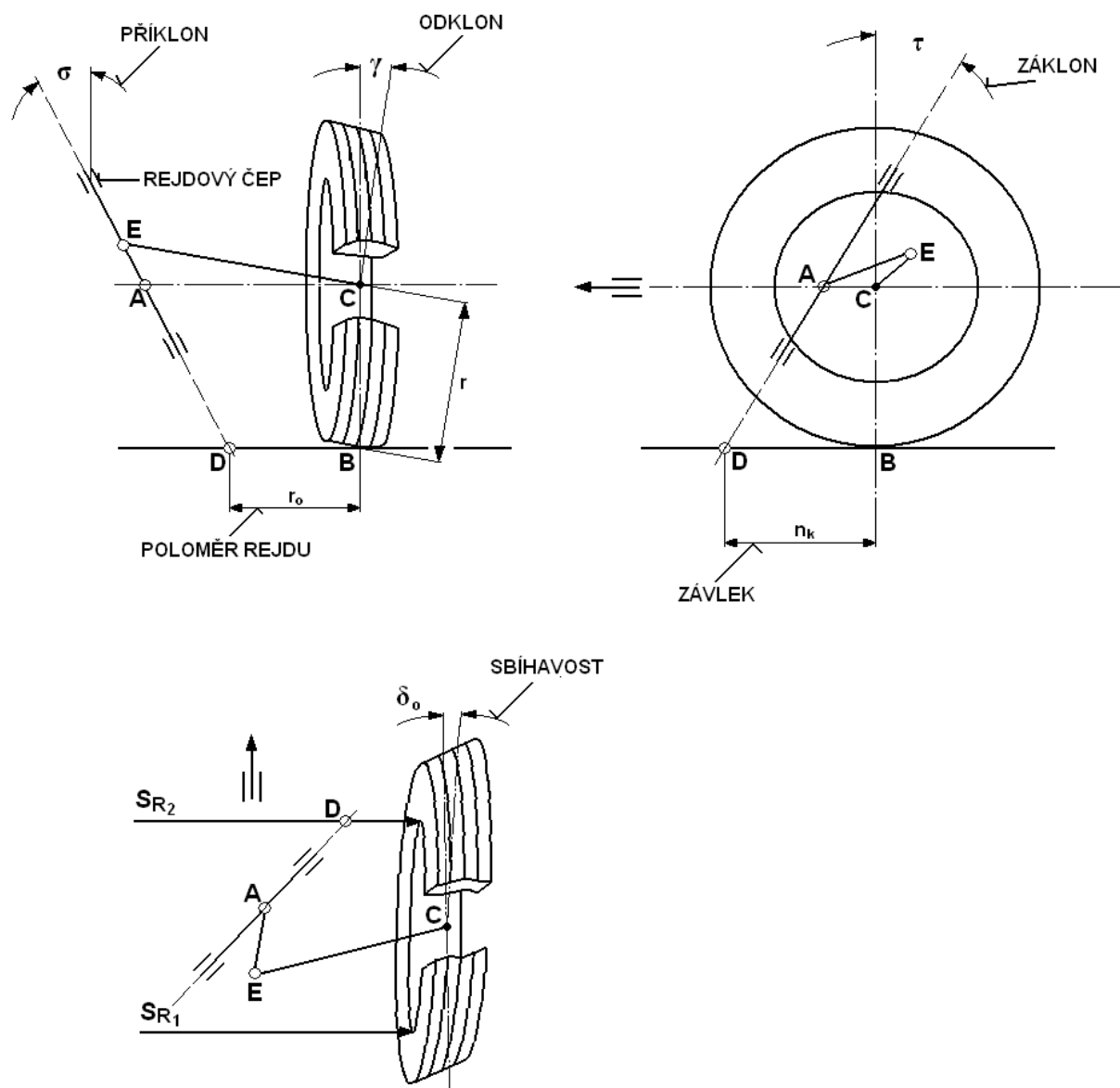
b) závislé zavěšení (tuhá náprava)



Obr. 5 Schémata mechanismů řízení |Podvozky motorových vozidel (1)|

## 2.6 Geometrie řízení

Aby se kola motorového vozidla při zatáčení i při přímé jízdě odvalovala a řízení bylo lehké, přesné a stabilní, mají řízená kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny. Tyto odchylky jsou podle ČSN 30 0034 označovány jako „geometrie zavěšení kol“. Příslušné veličiny jsou následující: úhel odklonu kola  $\gamma$ , příklon rejdové osy  $\sigma$ , poloměr rejdu  $r_0$ , záklon rejdové osy  $\tau$ , závlek  $n_k$ , úhel sbíhavosti  $\delta_0$ ; a jsou zobrazeny na obr. 6.

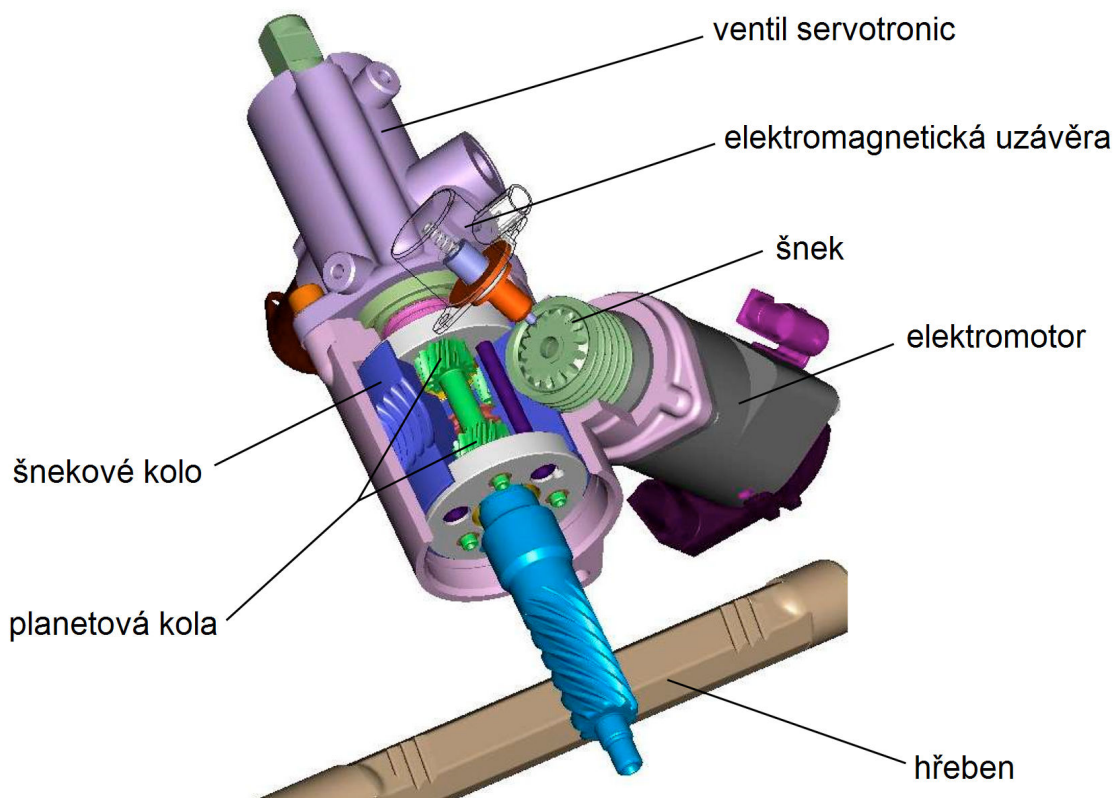


Obr. 6 Geometrie kol |Podvozky motorových vozidel (1)|

## 2.7 Aktivní mechanismus řízení

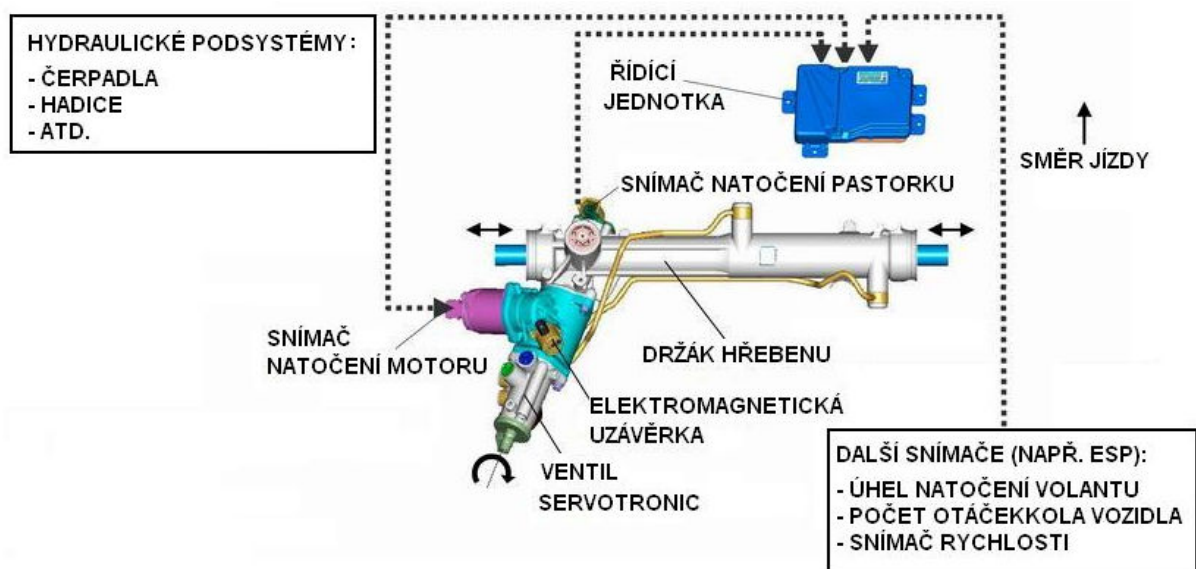
Aktivní mechanismus řízení je první krok k systému steer-by-wire. Toto řešení umožňuje elektronické zpracování signálů a propojení s jinými systémy, aniž by se přerušilo mechanické spojení mezi volantem a přední nápravou. Toto řízení má, kromě klasického hřebenového řízení, navíc nadřazenou planetovou převodovku, která je integrovaná do sloupku řízení a je ovládána softwarem a čidly. Přes elektromotor může v případě potřeby působit na mechanismus řízení nezávisle na řidiči. Toto vede k podpoře funkce ESP a tedy ke zvýšení bezpečnosti, protože bude

možné stabilizovat vozidlo v mezní situaci nejen zásahy do brzd a motoru, ale i řízení. Pro lepší ilustraci uvádím příklad aktivního mechanismu řízení na obr. 7.



Obr. 7 Aktivní mechanismus řízení |[www.bosch.cz](http://www.bosch.cz), (5) |

Systém se stará také o komfort, neboť řízení má variabilní převodový poměr, kterým se lze přizpůsobovat rychlosti vozidla (v malých rychlostech se převodový poměr zmenší, aby se usnadnilo projíždění prudkých zatáček a především parkování, při vyšších rychlostech elektromotor působí proti pohybu volantu a tím zmenšuje možnost natočení kol). Data z řízení vozidla jsou přibližně 100krát za sekundu zachycována čidly a na základě těchto se řídicí jednotka rozhoduje, zda a o kolik se musí upravit úhel řízení. Velká výhoda tohoto systému spočívá v tom, že pokud dojde k výpadku systému, planetová převodovka funguje jako uzavřený blok, tudíž existuje mechanická vazba mezi volantem a nápravou. Oproti tomu při použití systému steer-by-wire by při výpadku systému mechanická vazba zcela chyběla! Na obrázku 8 je schéma aktivního řízení.



Obr. 8 Aktivní mechanismus řízení |[www.bosch.cz](http://www.bosch.cz), (5) |

### 3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH INTELIGENTNÍ VOLATNOVÉ JEDNOTKY

Inteligentní volantová jednotka v systému steer by wire má v automobilu nahradit mechanickou vazbu mezi volantem a nápravou. Odstraněním této vazby řidič ztrácí zpětnovazební informace o řízení vozidla, tedy například o natočení kol, o adhezi, apod. Mým úkolem je navrhnout takovou volantovou jednotku, která tyto informace a pocity z řízení řidiči poskytne.

#### 3.1 Stanovení okrajových podmínek

Před započítáním konstrukčních prací je nutno si vymezit a upřesnit důležité vstupní a okrajové podmínky zadané úlohy. Mezi tyto jsem zařadil:

- **Napájecí napětí volantové jednotky:** standardně se v automobilech používá stejnosměrné napětí, z tohoto důvodu je nutné, aby elektronické součásti volantové jednotky byly napájeny také stejnosměrným napětím.
- **Maximální rozměry volantové jednotky:** snažil jsem se o co možná nejmenší rozměry celé volantové jednotky, i když dle zadání nejsem omezen.
- **Maximální krouticí moment na volantu:** velikost maximálního krouticího momentu jsem určil z webových stránek firmy Corrsys-Datron ([www.corrsys-datron.com](http://www.corrsys-datron.com)), která se specializuje na měření veličin automobilů.
- **Maximální otáčky volantu:** maximální otáčky volantu jsou založeny pouze na úvaze o fyzických schopnostech člověka – řidiče.

Výsledné vstupní a okrajové podmínky zadané úlohy jsou shrnuty v následující tabulce (Tab. 1)

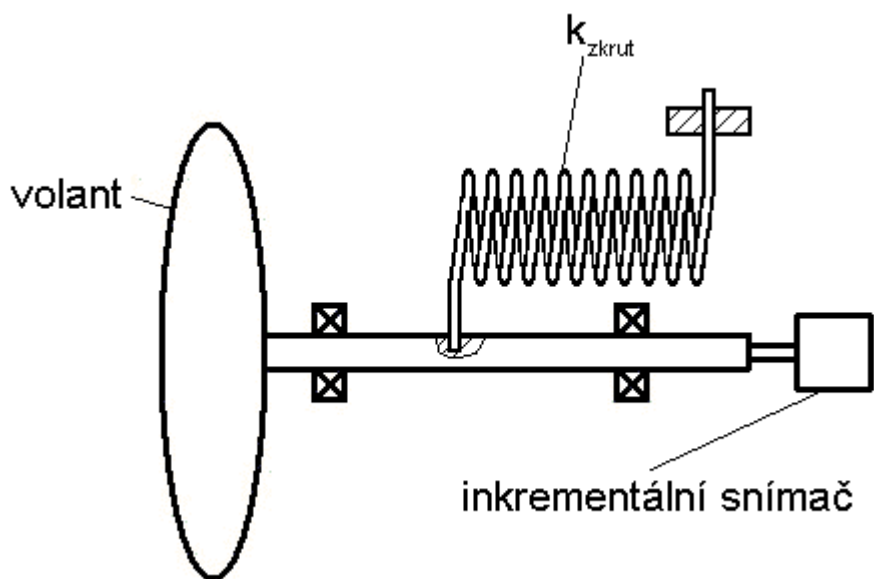
|                                      |                                  |
|--------------------------------------|----------------------------------|
| Napájecí napětí                      | <i>Stejnosemřné</i>              |
| Maximální krouticí moment na volantu | $M_{kVmax} = 50 \text{ Nm}$      |
| Maximální otáčky volantu             | $n_{Vmax} = 60 \text{ min}^{-1}$ |

Tab. 1 Okrajové podmínky

### 3.2 Varianty řešení volantové jednotky

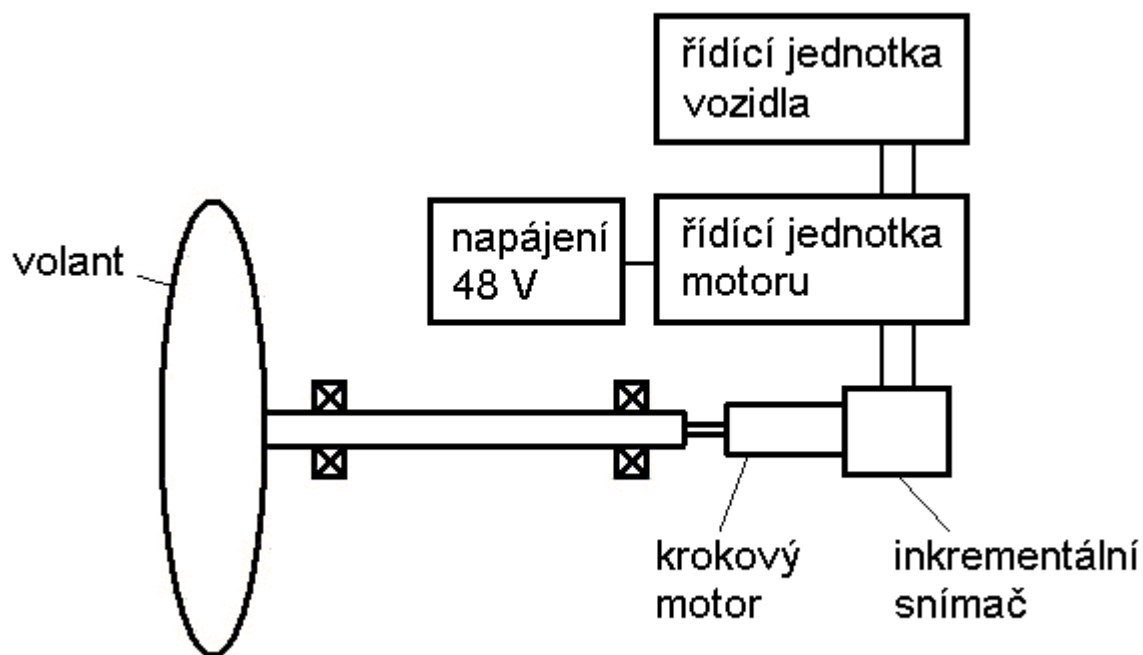
K vytvoření potřebného krouticího momentu na volantu (pocitu odporu řízení) a tedy systému zpětné vazby jsem po zralé úvaze navrhl tři varianty řešení. Tyto jsou rozebrány níže v této kapitole, přičemž nejvhodnější z nich je rozpracována do konstrukční dokumentace, jež je součástí této práce.

**Varianta 1:** Odpor volantu je vytvářen, válcovou šroubovitě vinutou, zkrutnou pružinou o tuhosti  $k_{\text{zkrut}}$  (schéma - viz. obr. 9). Tato pružina je nastavena tak, aby v krajní poloze vyvinula na volantu maximální krouticí moment  $M_{kVmax} = 50 \text{ Nm}$ . Systém obsahuje inkrementální čidlo připojené k hřídeli volantu, dávající informace o poloze volantu. Výhodou je jednoduché a levné řešení, splňující zadání této práce. Nevýhodou je ovšem nemožnost měnit velikost krouticího momentu v závislosti na rychlosti a způsobu jízdy – řidič tedy nebude mít k dispozici odpovídající zpětnou vazbu. Tento systém taktéž nelze napojit na ostatní elektronické systémy v automobilu.



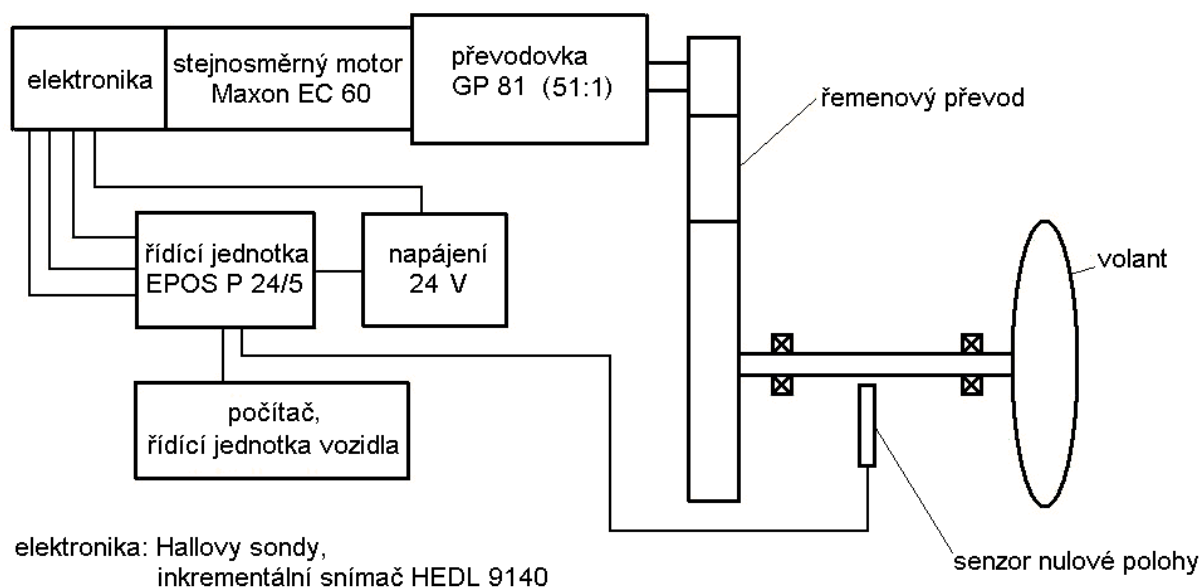
Obr. 9 Schéma varianty 1

**Varianta 2:** Odpor volantu bude realizovaný krokovým motorem, napájený stejnosměrným napětím a připojeným na volantovou hřídel (schéma viz. Obr. 10). Celý systém má svou vlastní řídicí jednotku, která spolupracuje s řídicí jednotkou automobilu, tudíž lze oproti variantě 1 regulovat a nastavovat potřebný krouticí moment  $M_{kv}$ . Hlavní nevýhodou této varianty je ovšem průběh krouticího momentu krokového motoru. Krokovým motorem totiž není možno dosáhnout lineárního růstu krouticího momentu na výstupní hřídeli. Při přechodu mezi jednotlivými kroky by navíc docházelo k citelným rázům, které jsou nežádoucí pro pocity řidiče.



Obr. 10 Schéma varianty 2

**Varianta 3:** Pro realizaci zpětné vazby použijí stejnosměrný motor, jehož průběh krouticího momentu je výrazně plynulejší než u krokového motoru - má totiž lineární nárůst krouticího momentu v závislosti na napájecím proudu. K řízení motoru je potřeba řídicí jednotky, která komunikuje přes sběrnici CAN bus. Motor lze taktéž jednoduše vybavit inkrementálním snímačem a tím zajistit potřebné informace o poloze volantu. Jak vyplývá z níže uvedeného textu (kapitola 3.3 – vypracování varianty 3), nutnou součástí tohoto řešení (viz. obr. 11) se stane řemenový převod – pro splnění podmínky o maximálním krouticím momentu na volant.



Obr. 11 Schéma varianty 3

Vzhledem k uvedeným skutečnostem se jeví jako nejvhodnější varianta 3. Zpětná vazba od řízení nápravy vozidla (realizováno systémem čidel) by byla přenášena do řídicí jednotky stejnosměrného motoru, jež by spojen s volantem dokázal vytvořením krouticího momentu simulovat odpor při řízení vozidla (zejména při natáčení kol).



### 3.3 Vypracování varianty 3

Nyní je nutno konkrétně specifikovat uvažovanou variantu a zvolit součásti, jejichž použití zajistí optimální realizaci zpětné vazby při splnění vstupních a okrajových podmínek této práce.

Z Obr. 11 je patrné, že se bude jednat o zvolení vhodného:

- motoru
- převodovky
- řemenového převodu
- řídicí jednotky
- senzoru pro určení nulové polohy

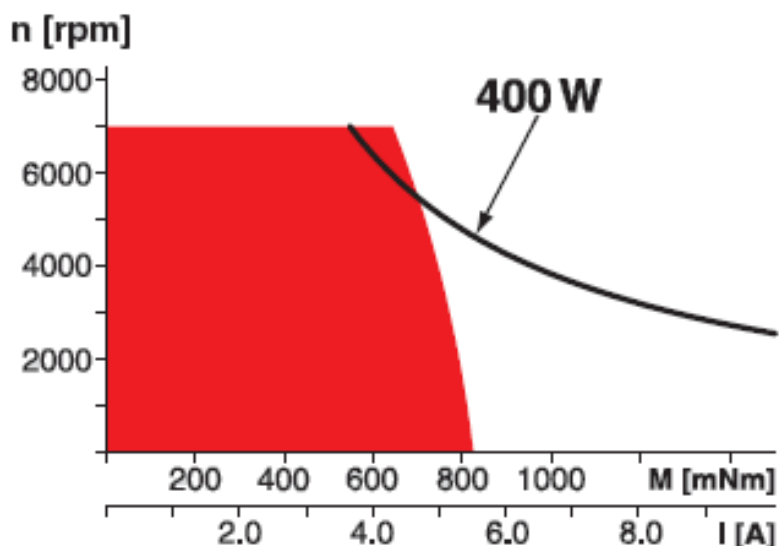
#### 3.3.1 Motor

Snažil jsem se vybrat takový motor, který je napájený stejnosměrným napětím, je dostatečně výkonný, lehce ovladatelný, přesný a zároveň má přijatelnou velikost a hmotnost. Z široké nabídky jsem v návaznosti na požadované specifikace zvolil motor firmy Maxon, který nese označení EC 60 ([www.maxonmotor.com](http://www.maxonmotor.com)). Jedná se o největší elektronicky komutovaný motor, který je v nabídce, jehož parametry uvádím v tab. 2. Tento motor je bezkartáčový, tudíž je jeho životnost omezena pouze kuličkovými ložisky (na mnoho desítek tisíc hodin).

|                           |                                   |
|---------------------------|-----------------------------------|
| Označení (průměr [mm])    | <i>EC 60</i>                      |
| Délka motoru              | $l_M = 177,3 \text{ mm}$          |
| Jmenovitý výkon           | $P_M = 400 \text{ W}$             |
| Krouticí moment maximální | $M_{kMmax} = 0,747 \text{ Nm}$    |
| Napájecí napětí           | $U_M = 48 \text{ V}_{DC}$         |
| Max. napájecí proud       | $I_{Mmax} = 9,38 \text{ A}$       |
| Maximální otáčky          | $n_{max} = 7000 \text{ min}^{-1}$ |
| Jmenovité otáčky          | $n_M = 4960 \text{ min}^{-1}$     |
| Váha motoru               | $m_M = 2450 \text{ g}$            |

Tab. 2 Parametry motoru Maxon EC 60 | katalog firmy Maxon, (7) |

Tento motor dokáže pracovat bez problému jako zátěž, ale i přes toto je vhodné nevyužívat jeho výkon, potažmo krouticí moment, na 100%. Na obr. 12 je zobrazena charakteristika motoru. V dalších návrzích a výpočtech budu uvažovat krouticí moment motoru  $M_{kM} = 0,5 \text{ Nm}$ , což je přibližně 67% jeho maximální hodnoty krouticího momentu (napájecí proud je tedy přibližně  $I_M = 3,4 \text{ A}$ ).



Obr. 12 Charakteristika motoru EC 60 | katalog firmy Maxon, (7) |

V tuto chvíli se nabízí možnost spojit přímo motor a volant řemenovým převodem (a realizovat tak nutný maximální krouticí moment na volantu „přímo“), ovšem vzhledem k vysokému převodovému číslu (100:1 – viz. vztah (3-1)) by rozměry řemenového převodu, resp. jedné z řemenic, dosáhly nepřipustných rozměrů.

Ke splnění okrajových podmínek je tedy potřeba motor spojit s převodovkou a tím snížit rozměry řemenového převodu.

### 3.3.2 Převodovka

Při výpočtu specifikací převodovky jsem postupoval následovně:

Nejdříve je nutno zjistit teoretickou hodnotu převodového poměru  $i_{teor}$ .

Výpočet teoretického převodového poměru:

$$i_{teor} = \frac{M_{kV}}{M_{kM}} = \frac{50}{0,5} = 100. \quad (3-1)$$

Pro vybraný motor je vhodná planetová převodovka od stejného výrobce (firma Maxon) GP 81, která bude v případě objednání a dodání s motorem spojená a dodaná jako jeden blok. Nejbližší teoretické hodnotě  $i_{teor}$  je převodovka s převodovým poměrem 93:1 s účinností  $\eta_{př} = 0,7$ .

Výpočet skutečného převodového poměru:

$$i_{skut} = \frac{M_{kV}}{M_{kM} \cdot \eta_{př}} = \frac{50}{0,5 \cdot 0,7} \cong 143. \quad (3-2)$$

Takto vysoký převodový poměr je nepřijatelný, neboť podle výrobce se stává převodovka samosvorná přibližně od poměru 90:1 (resp. 1:90) při pohonu od volantu směrem k motoru. Proto je nutné zvolit převodovku s menším převodovým číslem, která bude mít lepší přenos krouticího momentu z volantu na motor. Volím tedy převodovku s převodovým poměrem 51:1. Tato převodovka má účinnost  $\eta_{př} = 0,7$  a je třístupňová.

V tab. 3 jsou pro srovnání uvedeny parametry obou převodovek.

| Převodový poměr           | 51:1   | 93:1   |
|---------------------------|--------|--------|
| počet stupňů              | 3      | 3      |
| maximální krouticí moment | 120 Nm | 120 Nm |
| účinnost                  | 0,77   | 0,7    |
| hmotnost                  | 3700 g | 3700 g |

Tab. 3 Parametry převodovky GP 81 | katalog firmy Maxon, (7) |

Výpočet krouticího momentu  $M_{kpř}$  na výstupní hřídeli převodovky:

$$M_{kpř} = M_{kM} \cdot i_{př} \cdot \eta_{př} = 0,5 \cdot 51 \cdot 0,7 = 17,85 \text{ Nm} \quad (3-3)$$

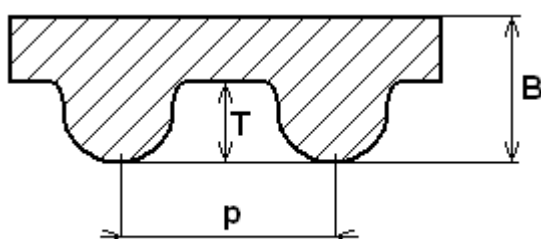
Potřebný krouticí moment  $M_{kV} = 50 \text{ Nm}$  na volantu dosáhnou přes řemenový převod.

### 3.3.3 Návrh řemenového převodu

Pro zajištění požadované přesnosti řízení je třeba použít řemenový převod ozubeným (synchronizačním) převodem. Návrh řemenového převodu s ozubeným řemenem není dosud řešen normou a proto je nutno držet se pokynů výrobce, který

dodává rovněž i řemenice podle příslušného katalogu. Vhodné řemenice a řemen pro řemenový převod, jsem vybral u firmy Gates (www.gates.com). K zachování co největší přesnosti při řízení jsem zvolil ozubený řemen, který výrobce označuje jako PowerGrip GT3, neboť starší typ synchronního řemenu s trapézovým ozubením (výrobce označen jako PowerGrip) již neumožňuje dosáhnout současnou špičkovou technickou úroveň pohonu, tj. přesnost, minimální rozměry a optimální cenu.

Řemeny PowerGrip GT3 mají oblý profil zubů a rozteče jsou uváděny v mm (obr. 12)



Obr. 13 profil zubu řemenu | katalog firmy Gates, (8) |

Při návrhu řemenového převodu jsem postupoval v následujících krocích:

- 1) určení převodového poměru  $i_f$  a stanovení výchozích hodnot
- 2) výpočet teoretického přeneseného výkonu  $P_{teor}$
- 3) určení rozteče řemenu  $p$
- 4) výběr řemenic, délky řemenu  $l_f$  a výpočet osové vzdálenosti  $a$
- 5) určení šířky řemenu  $š_f$

**ad 1)** Výpočet převodového poměru řemenového převodu  $i_f$ :

$$i_f = \frac{M_{kV}}{M_{kpř}} = \frac{50}{17,85} = 2,8 \quad (3-4)$$

....redukce – směr od motoru k volantu

Následně je potřeba stanovit výchozí hodnoty pro návrh řemenového převodu, tedy vypočítat otáčky výstupní hřídele převodovky  $n_{př}$  z okrajových podmínek (viz tab.1):

$$\frac{1}{i_{\tilde{r}}} = \frac{n_V}{n_{př}} \Rightarrow n_{př} = \frac{n_V}{\frac{1}{i_{\tilde{r}}}} = \frac{60}{\frac{1}{3,6}} = 216 \text{ min}^{-1}; \quad (3-5)$$

při pohonu od volantu jde o převod do rychlosti, tudíž převodové číslo je převrácená hodnota  $i_{\tilde{r}}$ .

Vypočtené hodnoty jsou zapsány do tab. 4

|                 | výstupní hřídel<br>převodovky   | hřídel volantu              |
|-----------------|---------------------------------|-----------------------------|
| otáčky hřídelí  | $n_{př} = 216 \text{ min}^{-1}$ | $n_V = 60 \text{ min}^{-1}$ |
| průměry hřídelí | $d_{př} = 19 \text{ mm}$        | $d_V = 20 \text{ mm}$       |

Tab. 4 Výchozí hodnoty pro návrh řemenového převodu

**ad 2)** Teoretický přenesený výkon:

$$P_{teor} = P_{př} \cdot k = 300 \cdot 1,4 = 420 \text{ W}, \quad (3-6)$$

kde  $k$  je konstanta z katalogu výrobce (8) pro obousměrný chod a převodové číslo v rozmezí od 2,5 do 3,49.  $P_{př}$  je výkon motoru za převodovkou, který se vypočítá podle vztahu

$$P_{př} = P_M \cdot \eta_{př} = 400 \cdot 0,7 = 280 \text{ W}. \quad (3-7)$$

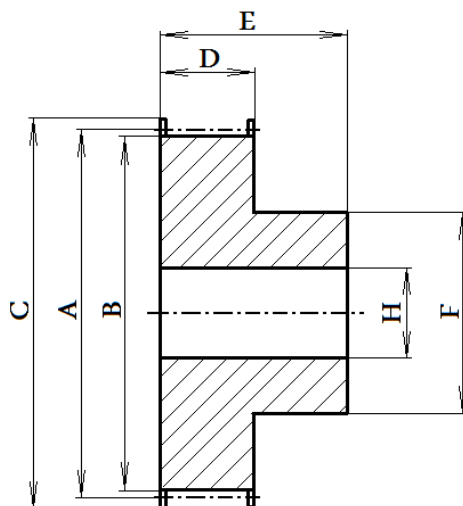
**ad 3)** Na základě otáček rychlejší řemenice  $n_{př}$  a velikosti teoretického přeneseného výkonu  $P_{teor}$  je podle katalogu (8) vybrán nejvhodnější řemen s **roztečí  $p = 5 \text{ mm}$** . Pro tuto rozteč jsou rozměry ozubení:  $T = 1,92 \text{ mm}$ ,  $B = 3,81 \text{ mm}$  (viz. obr. 13).

**ad 4)** Při výběru menší řemenice (umístěné na výstupní hřídeli převodovky) musím vzít v úvahu, že velikost hřídele převodovky je  $d_{př} = 19 \text{ mm}$ . Z katalogu (8) vybírám tedy nejmenší možnou řemenici, kterou již lze uložit na hřídel, o počtu zubů  $Z_{př} = 30$ . Jedná se o standardní řemenici, která je podle pokynů výrobce osazena bočnicemi

z důvodu vedení řemenu. Z katalogu (8) poté odečtu všechny rozměry řemenice, které jsou uvedeny v tabulce. (Tab. 5)

|            | řemenice na převodovce | řemenice na volantu |
|------------|------------------------|---------------------|
| počet zubů | 30                     | 84                  |
| A          | $d_{w1} = 47,75$       | $d_{w2} = 133,69$   |
| B          | 46,60                  | 132,55              |
| C          | 51                     | -                   |
| D          | 20,5                   | 20,5                |
| E          | 28                     | 28                  |
| F          | 35                     | 60                  |
| H          | 19                     | 20                  |

Tab. 5 Rozměry řemenic [mm] | katalog firmy Gates, (8) |



Obr. 14 Skica řemenice | katalog firmy Gates, (8) |

Nyní je nutno dopočítat počet zubů řemenice na volantové hřídeli:

výpočet počtu zubů řemenice  $Z_V$ :

$$i_{\bar{r}} = \frac{Z_V}{Z_{p\bar{r}}} \Rightarrow Z_V = i_{p\bar{r}} \cdot Z_{p\bar{r}} = 2,8 \cdot 30 = 84 \text{ zubů} \quad (3-8)$$

V katalogu (8) opět vyhledám rozměry této řemenice podle ozubení a průměry – viz. tab. 5. Na obr. 14 je skica řemenice s k vysvětlení rozměrů v tab. 5.

Další krokem při návrhu řemenového převodu je určení osové vzdálenosti řemenic  $a$ :

Nejprve zvolím předběžnou osovou vzdálenost  $a_{před} = 106 \text{ mm}$  (podle rozměru  $d_{w1,2}$  obou řemenic).

Vypočítám teoretickou délku řemene:

$$l_{řt} = 2 \cdot a_{před} + 1,57(d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4 \cdot a_{před}} =$$

$$= 2 \cdot 106 + 1,57(47,75 + 133,69) + \frac{(133,69 - 47,75)^2}{4 \cdot 106} \cong 513 \text{ mm}$$

Z této předběžné hodnoty z katalogu (8) vybírám řemen o délce  $l_{ř} = 510 \text{ mm}$  a vypočítám skutečnou osovou vzdálenost  $a$ :

$$a = K + \sqrt{K^2 - \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{8}} = 56,194 + \sqrt{56,194^2 - \frac{(133,69 - 47,75)^2}{8}} = 103,5 \text{ mm}$$

$$K = \frac{l_{ř}}{4} - 0,393(d_{w1} + d_{w2}) = \frac{510}{4} - 0,393(47,75 + 133,69) = 56,194$$

Obě hodnoty jsou uvedeny v tabulce (Tab. 6)

|                           |                          |
|---------------------------|--------------------------|
| délka ozubeného řemenu    | $l_{ř} = 510 \text{ mm}$ |
| označení řemenu           | 510 – 5MGT               |
| skutečná osová vzdálenost | $a = 103,5 \text{ mm}$   |

Tab. 6 Zjištěné hodnoty délky řemenu a osové vzdálenosti řemenic | katalog firmy Gates, (8) |

**ad 5)** Posledním krokem je určení šířky řemenu  $š_{ř}$ , jež je vázáno na menší řemenici. V tabulce z katalogu (8) na základě otáček a počtu zubů řemenice zjistím výkon, který řemen při této konfiguraci přenesou. Jeho hodnota je  $P_{tab} = 225 \text{ W}$ . Pro rozteč  $p = 5 \text{ mm}$  lze volit mezi třemi šířkami řemenu s příslušným koeficientem šířky  $k_{š}$  (Tab. 7). Řemen svou šířkou musí splňovat podmínku pro přenášený výkon

$$P_{teor} \leq P_{tab} \cdot k_{š} \quad (3-9)$$

| šířka řemenu [mm] | koeficient šířky $k_s$ | Výkon = $P_{\text{tab}} \cdot k_s$ [W] |
|-------------------|------------------------|--|
| 9                 | 1,00                   | 225                                    |
| 15                | 1,89                   | 425,25                                 |
| 25                | 3,38                   | 760, 50                                |

Tab. 7 Koeficienty šířky řemenu| katalog firmy Gates, (8) ↓

Volím řemen o šířce  $\mathbf{\check{s}_r = 15 \text{ mm}}$ , jež dle tabulky 7 splňuje požadovaná kritéria (3-9).

### 3.3.4 Návrh řídicí jednotky motoru:

Výrobce Maxon doporučuje pro elektronicky komutované motory EC dva základní typy řídicích jednotek, které uživatel volí podle způsobu využití motoru. První typ řídicí jednotky EC motorů zajišťuje řízení rychlosti (značené DEC, DES) - jednotka zajišťuje požadovanou rychlost otáčení i při proměnném zatížení motoru. Druhý typ řídicí jednotky je značen EPOS - jedná se o řídicí jednotku polohy. Tato jednotka řídí jak rychlost nebo moment, tak i polohu motoru.

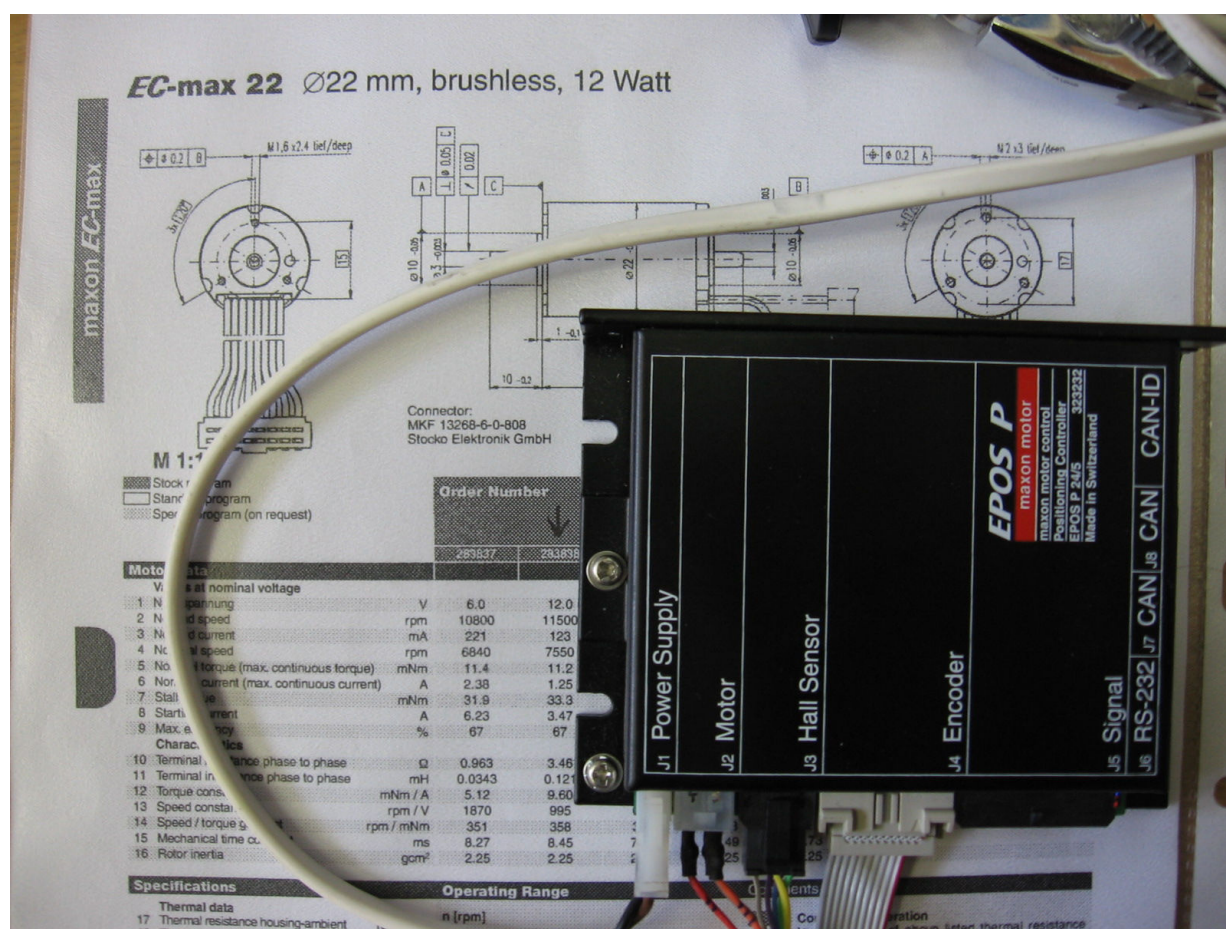
Z uvedených možností je pro řízení motoru použitého v navrhované volantové jednotce, tedy motoru EC, nejvhodnější jednotka EPOS, a to díky momentovému řízení, tzn. velikost krouticího momentu motoru bude úměrná napájecímu proudu motoru (proudové řízení). Díky tomu bude možné přenést zpětnou vazbu z řídicí jednotky sledující řízení vozidla na volant řidiče – motor bude v závislosti na pokynech řídicí jednotky měnit své momentové zatížení, a vytvářet tak na volantu příslušný zpětnovazební odpor řízení.

Pro motor **Maxon EC 60** je podle katalogu (7) vhodná jednotka EPOS 70/10. Bohužel tato jednotka není programovatelná a není tedy vhodná pro inteligentní volantovou jednotku. Proto volím řídicí jednotku **EPOS P 24/5**, která již je programovatelná, tudíž bez problémů zvládne momentové řízení dle potřeby. (Parametry jednotky jsou uvedeny v tab. 8)



|                                     |                                      |
|-------------------------------------|--------------------------------------|
| napájecí napětí - rozsah            | $U_{EPOS} = 11 \div 24 \text{ V}$    |
| napájecí napětí – potřebné          | $U_{EPOS} = 24 \text{ V}$            |
| výstupní napětí                     | $0,9 \cdot U_{EPOS}$                 |
| výstupní proud trvale               | $I = 5 \text{ A}$                    |
| maximální výstupní proud krátkodobě | $I = 10 \text{ A}$                   |
| rozměry                             | $105 \times 83 \times 24 \text{ mm}$ |
| upevňovací příruba                  | pro šrouby M3                        |

Tab. 8 Parametry EPOS P 24/5 | katalog firmy Maxon, (7)



Obr. 15 Řídící jednotka EPOS P 24/5

Pro použitý motor Maxon EC 60, který má napájecí napětí  $U_M = 48 \text{ V}_{DC}$ , se zdá, že tato řídící jednotka EPOS P 24/5 je nedostačující. Ovšem vzhledem ke skutečnosti, že celé „převodové ústrojí“ je dimenzováno tak, že motor má téměř 35 % rezervu, lze ho napájet i napětím menším. Menší napájecí napětí na motoru se projeví tak, že při téměř maximálních otáčkách a maximálním zatížení motoru, začne

klesat vydávaný krouticí moment motoru. Tato situace je samozřejmě nežádoucí a nepřípustná a vhodným proudovým řízením a vhodným navržením převodů nemůže nastat

Motor má integrované Hallovy sondy, které podávají pouze základní informaci o poloze rotoru motoru. K přesnějšímu zjištění polohy rotoru a tedy i polohy volantů je nutné motor opatřit ještě inkrementálním snímačem. K danému motoru přísluší podle katalogu firmy Maxon (7) inkrementální snímač **HEDL 9140**, jehož vlastnosti jsou uvedeny v tabulce (Tab. 9)

|                         |          |
|-------------------------|----------|
| napájecí napětí         | 5 V      |
| hustota dílků na otáčku | 500      |
| počet kanálů            | 3        |
| maximální frekvence     | 100 k Hz |

Tab. 9 Parametry snímače HEDL 9140 | katalog firmy Maxon, (7) |

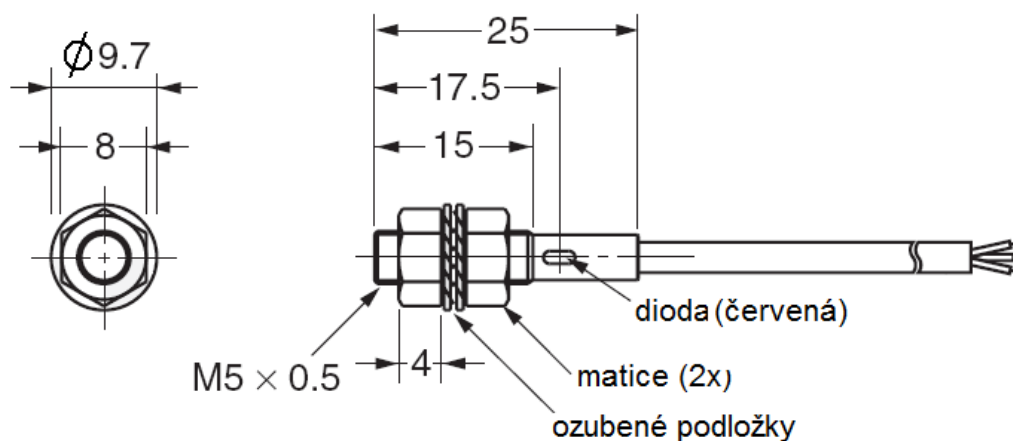
Výhodou řídicí jednotky EPOS je možnost programování a komunikace s jednotkou prostřednictvím CAN busu. CAN bus je sériová datová sběrnice, které se hojně využívá v automobilech (např. Mercedes, Volkswagen). Z tohoto je zřejmá další výhoda - navrhovaná inteligentní volantová jednotka bude bez problémů spolupracovat s řídicí jednotkou vozidla, potažmo s ostatními elektronickými systémy automobilu a má možnost se tak stát plnohodnotnou součástí vozidla.

### 3.3.5 Senzor pro určení nulové polohy

Zbývá vyřešit určení nulové polohy inteligentní volantové jednotky. K tomuto účelu se mi jeví jako nejvhodnější řešení použití válcového indukčního snímače přiblížení. Zvolil jsem indukční snímač od firmy OMRON, který nese označení E2E-X1C1 a bude napájen z řídicí jednotky EPOS P 24/5. V Tab. 10 jsou zobrazeny jeho parametry. Na obr. 15 jsou schématické rozměry senzoru.

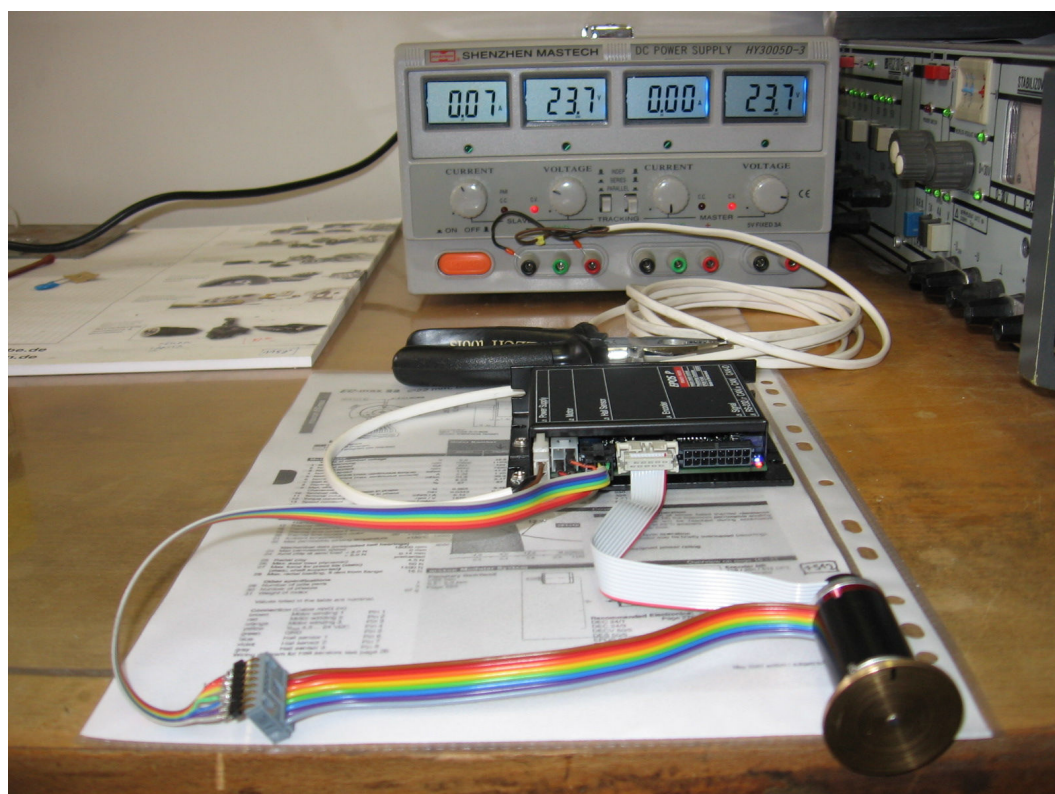
|                         |                   |
|-------------------------|-------------------|
| napájecí napětí         | 12 až 24 VDC      |
| dosah                   | 1 mm              |
| tělo                    | válcové, M5 x 0,5 |
| maximální frekvence     | 3 kHz             |
| standardní délka kabelu | 2 m               |

Tab. 10 Parametry snímače OMRON E2E-X1C1 | katalog firmy Omron, (10) |



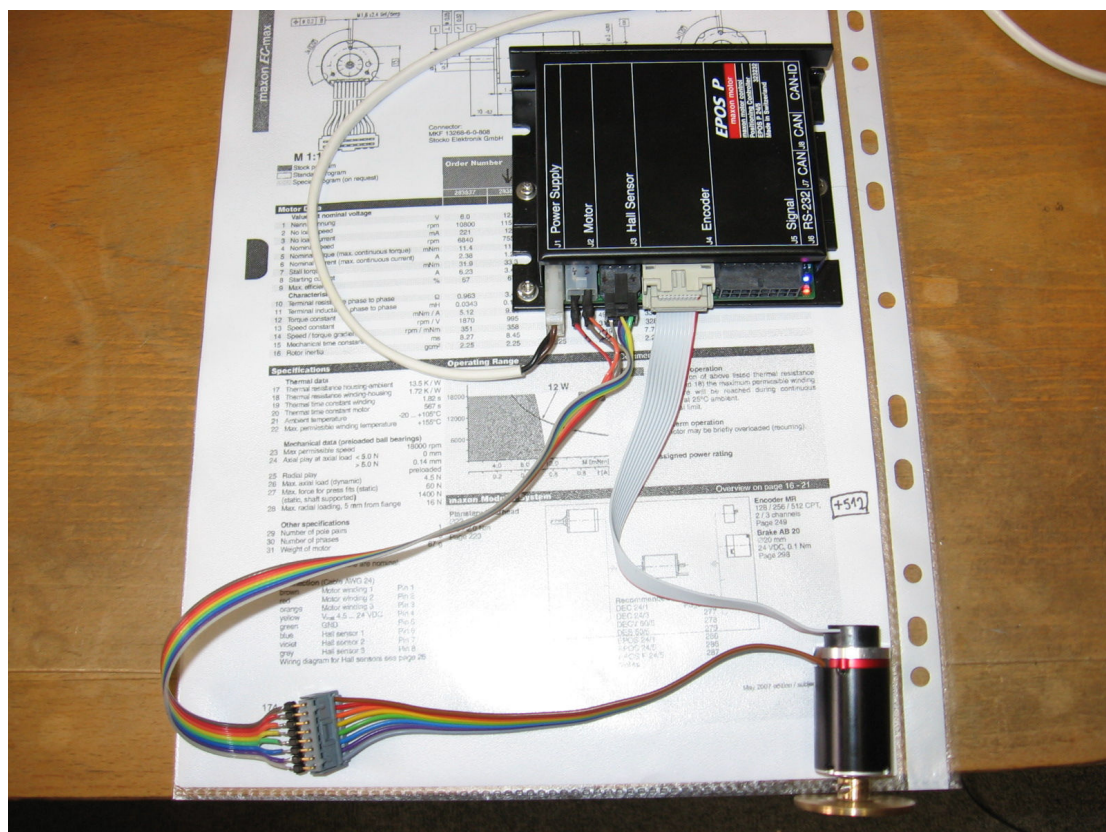
Obr. 16 Rozměry snímače OMRON E2E-X1C1 | katalog firmy Omron, (10) |

### 3.3.6 Obrázky a schémata inteligentní volantové jednotky



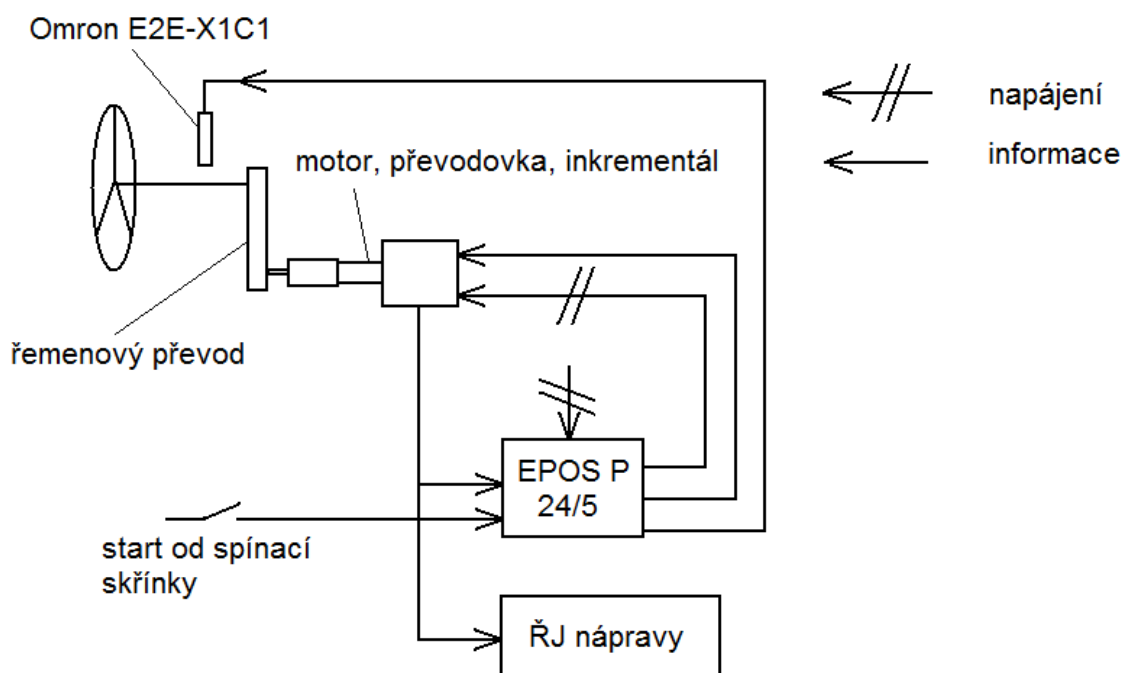
Obr. 17 Ukázka EC motoru a řídicí jednotky EPOS P 24/5 (menší motor)





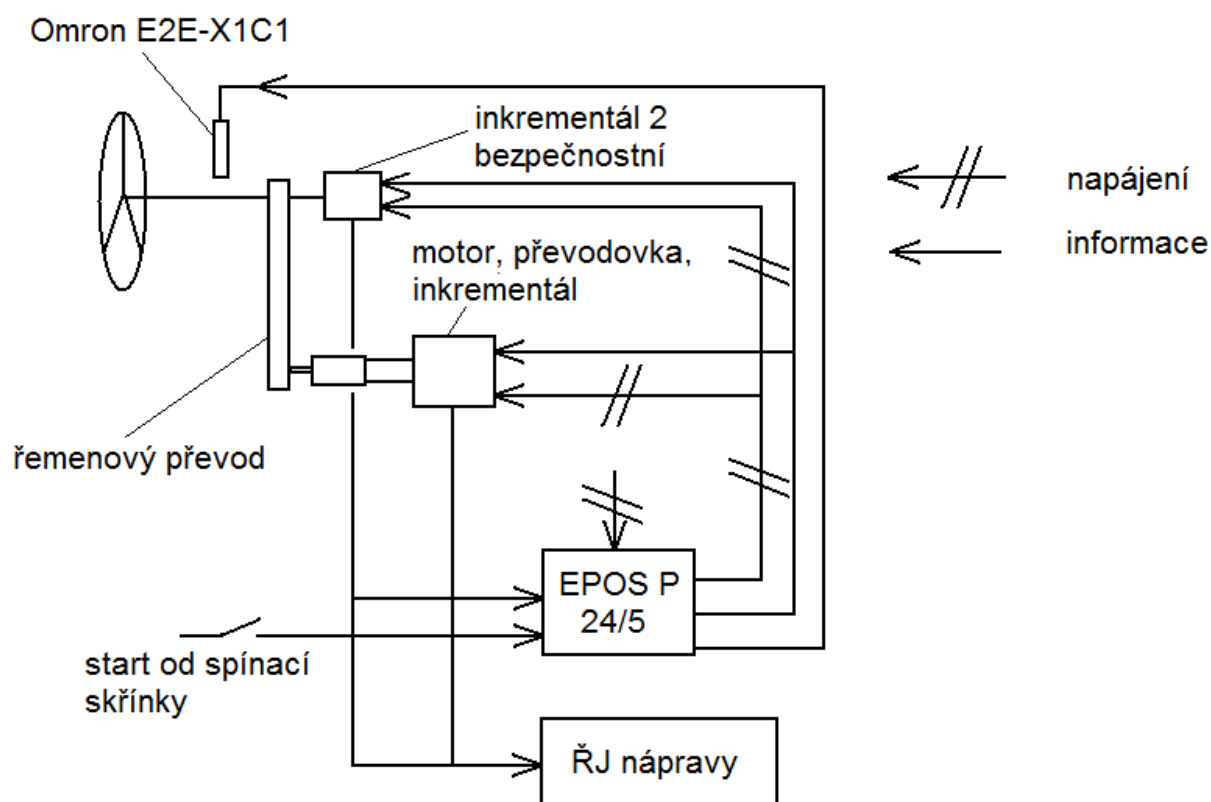
Obr. 18 Ukázka EC motoru a řídicí jednotky EPOS P 24/5 (menší motor)

Na obr. 19 je schéma navržené a konstruované inteligentní volantové jednotky.



Obr. 19 Schéma inteligentní volantové jednotky

K vyřešení bezpečnosti v případě poškození řemenového je nutné systém vybavit ještě jedním bezpečnostním inkrementálním snímačem. Sice při takovéto situaci řidič přijde o pocit odporu řízení, nicméně systém stále bude mít informaci o natočení volantu a tím pádem spolu volant a náprava bude neustále komunikovat. Schéma bezpečnostního systému na obr. 20.



Obr. 20 Schéma inteligentní volantové jednotky s bezpečnostním snímačem

### 3.3.7 Konstrukce volantové jednotky

Při konstrukci volantové jednotky jsem vycházel ze dvou předpokladů:

- 1) jedná se o prototyp (pro který není plánována sériová výroba)
- 2) tato jednotka bude sloužit výhradně pro laboratorní účely pro katedru vozidel a motorů TU v Liberci.

Z výše uvedených předpokladů poté vyplynulo následující:

- 1) celá jednotka bude uložena ve stojanu, který bude sešroubován (tedy bez ohledu na možnost uložení ve vozidle),

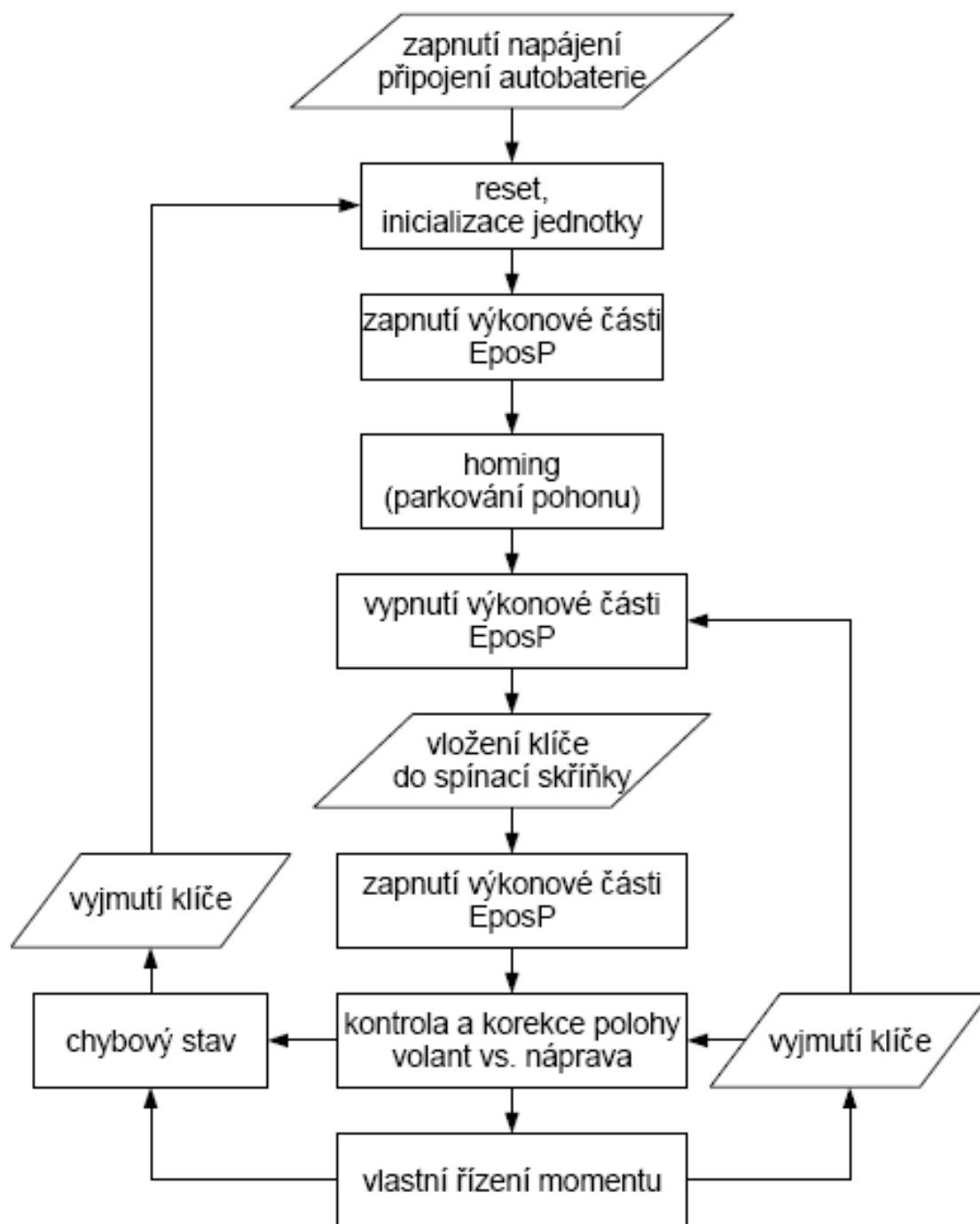
- 2) při výběru použitých materiálů rozhodovala především jejich snadná obrobitelnost,
- 3) nejvýhodnější technologie výroby stojanu bude třískové obrábění – soustružení, frézování, vrtání.

Co se týče usazení, celá jednotka je konstruována pro uložení na vodorovné ploše a pokud možno k této ploše přišroubována.

Pro navrhovanou volantovou jednotku jsem použil volant ze Škody Felicie, jehož konstrukce tedy logicky není součástí dokumentace. Část hřídele, na které má být uložen volant, je proto upravená právě pro náboj volantu z Felicie. Tuto část ale nechávám otevřenu, v podstatě je možno použít jakýkoliv volant a podle zvoleného typu pouze vyrobit zmiňovanou část hřídele.

Konstrukce řemenice 1 je dána výrobcem a jak již bylo uvedeno, jedná se o řemenici standardní. Bude uložena na hřídeli převodovky a přilepena, neboť nalisovat ji podle výrobce převodovky (7) nelze. Řemenice 2 je již vyrobena podle výkresu, pouze tvar ozubení je dle katalogu (8) a bude na volantové hřídeli nalisována. Na obr. 14 je navrhovaná volantová jednotka bez spodní části stojanu a bez řídicí jednotky, která bude umístěna právě na spodní části stojanu.

## 4 PRINCIP ŘÍZENÍ INTELIGENTNÍ VOLANTOVÉ JEDNOTKY



Obr. 21 Vývojový diagram inteligentní volantové jednotky

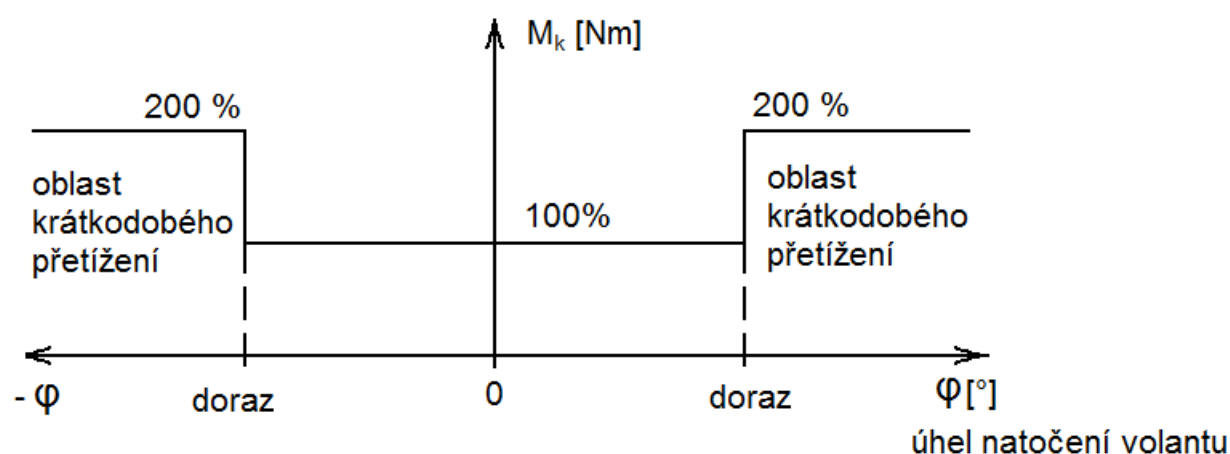
**Popis diagramu:** Po připojení napájení (autobaterie) se jednotka resetuje, nastaví se vstup a výstup, provozní režim apod. Po té dojde k zapnutí napájení výkonové

části (Enable jednotky, aby mohla otočit motorem). Systém provede Homing (na snímač Omron E2E-X1C1, určení výchozí polohy). V dalším kroku je vypnutí výkonové části (úvodní sekvence programu dokončena, čeká se na vložení klíčku do spínací skřínky).

Po vložení klíčku dojde k zapnutí napájení výkonové části (Enable jednotky, aby mohl být řízen moment). Následně dojde ke korekci případného rozdílu mezi volantem a nápravou (zřejmě se volant natočí podle polohy nápravy, v opačném případě by mohlo dojít k poškození disků, pneumatik, příp. systému nápravy) když se rozchází volant s nápravou jde systém do chybového stavu, jinak je vše ok a mohu začít řídit moment na volantu do té doby dokud někdo nevyjme klíček. Pokud se něco stane během řízení momentu, nadproud, vysoká rychlost nebo výpadek napájení, upadlý kabel atd. jde systém do chybového stavu. Z chybového stavu lze jít jen vyjmutím a znovu zasunutím klíčku.

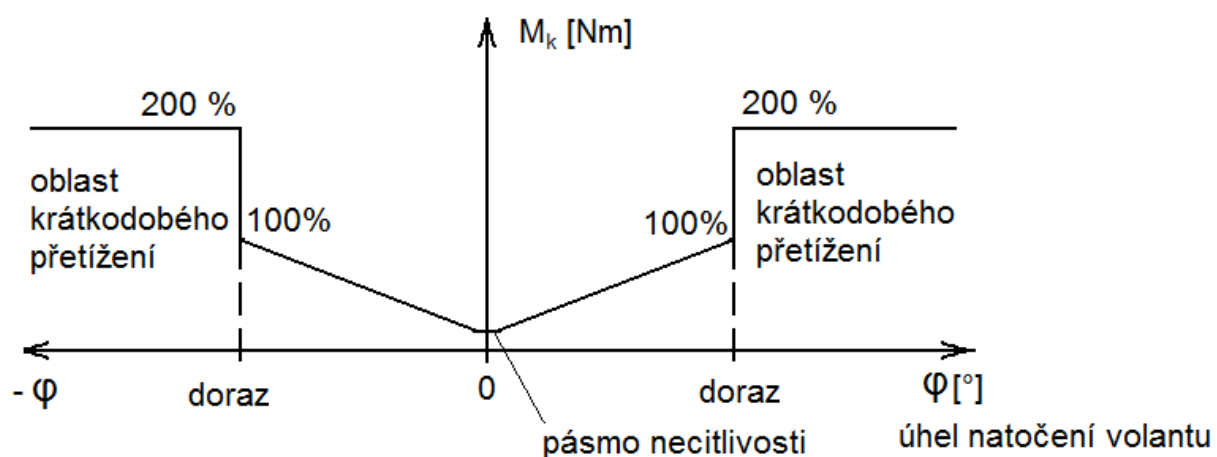
Na následujících grafech je znázorněn princip fungování inteligentní volantové jednotky.

### 1) Graf $M_k(\varphi)$ – základní charakteristika

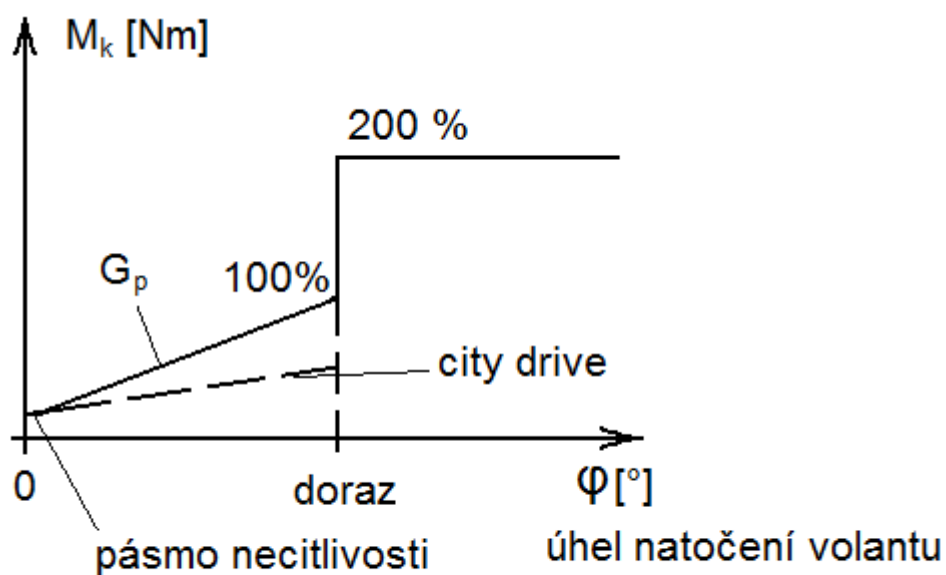




## 2) Řízení momentu v závislosti na poloze volantu

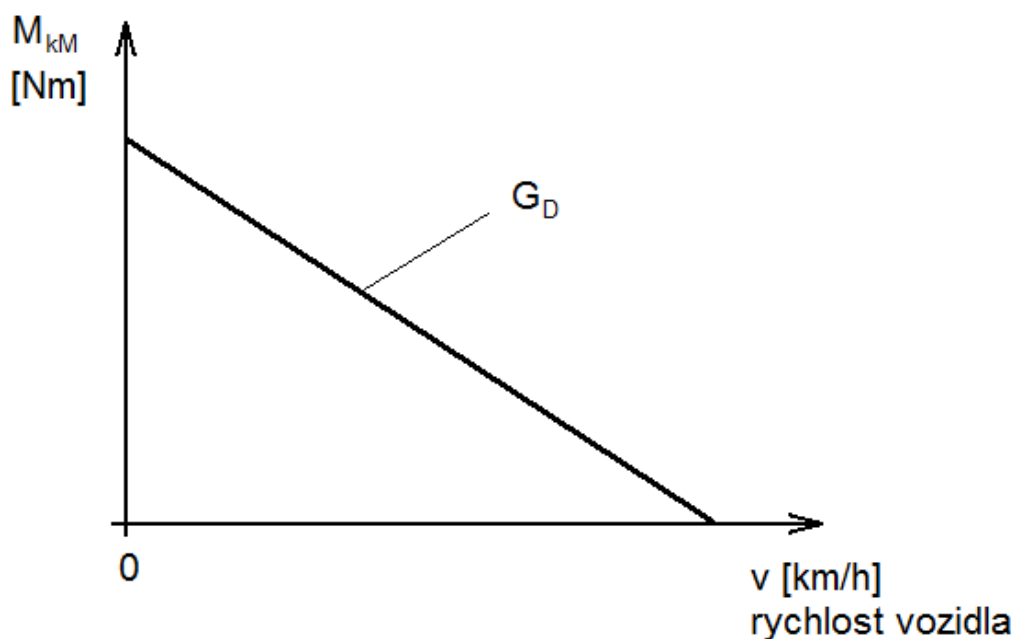


3) **City drive** – při parkování příp. manévrování v nízkých rychlostech by po stisknutí tlačítka „city drive“ výsledný odpor řízení vypadal podle následujícího grafu:



$G_p$  - koeficient polohy

#### 4) Závislost $M_{kM}$ na rychlosti vozidla



Řídící jednotka EPOS P 24/5 je naprogramována podle rovnice, ze které se určí hodnota napájecího proudu motoru:

$$I_M = G_P \cdot \varphi - G_D \cdot v - v_{volantu} \cdot ADHEZE \quad (4-1)$$

, kde  $G_P$  a  $G_D$  jsou konstanty určené ze grafů ( grafy jsou jen schématické, bez konkrétních hodnot, konečné hodnoty se určí až při zkoušení volantové jednotky, aby bylo zajištěno plynulé řízení volantem),

$\varphi$  ..... poloha volantu

$v$ ..... rychlost vozidla

$v_{volantu}$ ... rychlost otáčení volantu

ADHEZE... předpokládaná informace od řídicí jednotky nápravy o tření mezi pneumatikami a vozovkou (sucho, mokro, sníh atd.)

Výsledný kroutící moment motoru se určí podle vztahu:

$$M_{kM} = k_M \cdot I_M \quad (4-2)$$

, kde  $k_M$  .... konstanta motoru udávaná výrobcem

## 5 ROZBOR SYSTÉMU STEER-BY-WIRE

Inteligentní volantová jednotka v systému steer-by-wire je dle mého názoru dalším pokrokem ve vozidlových systémech a zároveň další důkaz postupné elektronizace celého automobilu. Samozřejmě ovšem existuje spousta otázek, na které je třeba ještě hledat odpovědi, ať technických, výrobních, bezpečnostních, či např. legislativních. V následujícím textu se pokusím odpovědět alespoň na některé z nejpálčivějších otázek a shrnout tak výhody a nevýhody systému steer-by-wire.

### Výhody:

**1) ztráta mechanické vazby** – tedy mechanického spojení volantu a nápravy.

V současné době je při řízení vozidel v drtivé většině využíván posilovač řízení (součást standardní výbavy), který pomáhá řidiči překonávat odpor řízení, vznikající adhezí pneumatik s vozovkou. Legislativou je pro výrobce vozidel předepsáno maximálně 5 otáček volantu z jedné krajní polohy do druhé (kvůli využívanému hřebenovému převodu). Pokud mechanickou vazbu odstraníme, nebude již potřeba tolik otáček volantem, neboť náprava bude ovládána elektronicky, ať elektromotory nebo hydraulicky. Myslím si, že dostačující úhel natočení volantu bude v rozmezí 360°, tedy 1 otáčka z krajní do krajní polohy. Odstraníme tak nejen v některých situacích velmi nebezpečné „ručkování“ po volantu, ale velmi zjednodušíme např. parkování či otáčení vozidel při malých rychlostech.

**2) variabilní úhel natočení kol v závislosti na rychlosti** – další nespornou výhodou tohoto systému řízení – blízce související s předchozím bodem je to, že lze softwarově naprogramovat řídící jednotku tak, aby při vysokých rychlostech vytvářela vyšší krouticí moment na volantu (a tedy pocitově „tužší“ řízení) a naopak při nízkých rychlostech (parkování, jízda po městě, apod.) by se krouticí moment snížil a tím se usnadnilo natáčení volantu – řízení vozidla.

**3) propojení řízení s dalšími elektronickými systémy** – dnešní používané elektronické systémy vozidel pomáhají řidiči při brzdění, při akceleraci, sledují natočení auta, pomáhají řešit krizové situace atd. Nyní k těmto systémům přibude i systém řízení, který již nebude plně závislý na řidiči. Za normální situace a běžné jízdy bude řízení ovlivněno výhradně řidičem. Ale při kritické situaci bude mít řídící jednotka vozu možnost co nejlépe zareagovat

k vyřešení krizové situace mnohem dříve a mnohem rychleji, než by stačil zareagovat řidič – a natočit kola vozu do správného směru. Z tohoto vyplyne jistě mnoho oprávněných obav, ale vezměme si příklad z komerčního letectví, kde pilotní systémy dnes již v mnoha směrech plně nahrazují piloty letadel. I tato fáze měla své porodní bolesti a stála mnoho lidských životů, ovšem dnes se ukazuje, že slouží ku prospěchu věci.

Toto ovšem neznamena, že elektronické řízení bude výhodou pouze za krizové situace, naopak i při běžné jízdě - např. na nerovném, hrbolatém či rozbitém povrchu, jak je v našich končinách zvykem, nebudou již rázy či jiné rušivé účinky přenášeny z vozovky na volant. Při jízdě za silného bočního větru řidič nebude muset směr korigovat volantem, nýbrž o udržení směru jízdy se postará elektronika, která dá pokyn nápravě. Našla by se celá řada dalších výhod, ovšem stále zůstává nevyřešena otázka bezpečnosti při ovlivnění řízení vozidla elektronikou..

- 4) bezpečnost** – jak již bylo naznačeno, velice diskutabilní záležitost - jelikož to může být zároveň i nevýhoda, ale o tom až níže. Výhoda spočívá především v provázání se všemi ostatními elektronickými systémy (viz. bod 3) a tím tedy k zajištění rychlejšího a přesnějšího řešení nastalých situací. Další výhodou v otázce bezpečnosti je absence tuhé konstrukční vazby (viz. bod 1) od nápravy k řidiči. Při kolizi s překážkou se síla nárazu nebude mít jak přenést na volant a tedy poranit řidiče.

### **Nevýhody:**

- 1) bezpečnost** – systém řízení bude plně odkázán na elektroniku a elektrické napájení, musí být tedy zaručeno, že nedojde k výpadku napájení, ke zkratu či jiné poruše systému. Je zřejmé, že systém bude nutno zálohovat a vybavit sadou zpětnovazebních kroků. Tyto kroky pak ovšem nebezpečí výpadku pouze sníží, nikoliv eliminují.
- 2) pořizovací cena** – celý tento systém bude výrazně dražší, než je současný stav řízení ve vozidlech. Mechanický přenos na nápravě bude nahrazen dražším, hydraulickým či elektromotorickým. Další náklady vzniknou samotnou řídící jednotkou, nehledě na opatření ke zvýšení bezpečnosti zmiňovaná v bodu 1. Nesmíme zapomenout ani na náklady spojené s konstrukcí, testováním a výrobou této dosud sériově nevyužívané metody řízení vozidel.

Pro doplnění uvádím, že náklady na mnou navrženou inteligentní volantovou jednotku (sloužící pouze pro laboratorní účely) se vyšplhají na částku cca 60 tis. korun českých, ovšem tento odhad je spojen s výrobou jednoho kusu – prototypu v praxi nepoužitelného.

- 3) legislativa** – značnou nevýhodou je znění § 32 vyhl. č. 102/1995 Sb. jež se kategoricky staví proti nahrazení mechanické vazby mezi nápravou a volantem jakoukoliv jinou cestou.

## 6 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo podat stručný přehled o současném stavu řízení v automobilech a zároveň nastínit a konstrukčně vyřešit metodu řízení steer-by-wire.

S ohledem na tyto cíle a zadání této práce jsem vypočetl a konstrukčně zpracoval volantovou jednotku s využitím systému steer-by-wire. Jako optimální pro vytvoření velmi důležité zpětné vazby mezi nápravou a volantem jsem zvolil kombinaci stejnosměrného motoru s převodovkou, řemenovým převodem a řídicí jednotkou. Tato jednotka slouží jak k řízení celého zařízení, tak především ke komunikaci s řídicí jednotkou vozidla. Celá tato sestava a její navázání na volant je podrobně zpracována a popsána jak v předešlých kapitolách této práce, tak v příložené výkresové dokumentaci. Veškeré dostupné parametry použitých komponent jsou uvedeny v kapitole 3 spolu s odkazy na použité zdroje informací. Při konstrukčních pracích byl brán ohled na použití jednotky – tedy na její využití v laboratořích katedry vozidel a motorů fakulty strojní TU v Liberci.

Pro použití systému steer-by-wire v praxi mluví mnoho výhod uvedených v této práci. Stručně zmiňuji především:

- absence mechanické vazby s ohledem na komfort a bezpečnost řízení,
- variabilitu úhlu natočení kol v závislosti na rychlosti vozidla,
- propojení řízení vozidla s elektronickými systémy vozu s cílem co nejefektivnějšího a nejrychlejšího řešení nejen krizových situací,
- bezpečnost s ohledem na absenci tuhé konstrukce řízení ve vozidle.

Proti systému steer-by-wire mluví v tuto chvíli zcela jasně:

- legislativa, konkrétně vyhl. č. 102/1995 Sb. vyžadující mechanickou vazbu mezi nápravou a řízením vozidla,
- náklady spojené s vývojem a aplikací tohoto systému do vozidel,
- bezpečnost s ohledem na možnou poruchu elektronického systému a tedy ztráty ovladatelnosti vozu.

Závěrem bych zmínil určitý etický kodex, jež je zakořeněn v každém z nás. Použití systému steer-by-wire je jistě dalším krokem ke zvýšení komfortu a bezpečí řízení vozidel. Osobně o jeho budoucím využití nemám pochyb a již mnoho let je všeobecně známo koketování světových automobilek s tímto systémem. Ovšem nahrazení jednoho z lidských smyslů, jímž cit rukou řidiče na volantu jistě je, elektronickou formou, ve mně vyvolává jisté vnitřní pochyby. Doufám, že mnou zkonstruovaná jednotka přispěje při jejím laboratorním použití k překonání těchto překážek a stane se součástí vývoje ku prospěchu řízení a ovládání automobilů a jízda automobilem se v blízké budoucnosti stane bezpečnější.

### **Seznam použité literatury**

- | 1 | Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství a vydavatelství VLK. Brno 2000.
- | 2 | Gscheidle, R. a kol: Příručka pro automechanika. Nakladatelství Sobotáles. Praha 2002.
- | 3 | Pešík, L.: Části strojů, 1. díl, stručný přehled. Liberec TU 2002
- | 4 | Pešík, L.: Části strojů, 2. díl, stručný přehled. Liberec TU 2002
- | 5 | Pospíchal J.: Technické kreslení. Vydavatelství ČVUT. Praha 2000.

### **Seznam webových stránek**

- | 6 | <http://www.corrsys-datron.com/> ze dne 16. 10. 2007
- | 7 | <http://www.maxonmotor.com/> ze dne 29. 10. 2007
- | 8 | <http://www.gates.com/europe/> ze dne 15.11. 2007
- | 9 | <http://www.bosch.cz/content/language1/html/index.htm> ze dne 15. 4. 2007
- | 10 | <http://www.omron.com/> ze dne 20. 2. 2008